

Juho Määttä

NOSTURIKUORMA-AUTON RUNKOVAHVIKKEEN KEHITTÄMINEN

NOSTURIKUORMA-AUTON RUNKOVAHVIKKEEN KEHITTÄMINEN

Juho Määttä
Opinnäytetyö
Kevät 2018
Kone- ja tuotantotekniikan tutkinto-ohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu

Kone- ja tuotantotekniikka, auto- ja kuljetustekniikka

Tekijä: Juho Määttä

Opinnäytetyön nimi: Nosturikuorma-auton runkovahvikkeen kehittäminen

Työn ohjaaja: Kai Jokinen

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2018

Sivumäärä: 44 + 4 liitettä

Työn aiheena oli nosturikuorma-auton runkovahvikkeen kehitystyö. Tavoitteena oli laatia rakenteisiin liittyvä suunnittelutyö yritykselle sekä saada toimeksiantajan kanssa sovitut parannustoivomukset täytettyä mahdollisimman hyvin. Keskeisistä parannustoivomuksista laadittiin suppea kolmen kohdan tavoitelista. Listalla esitettyinä tavoitteina olivat perustat sille, miten tutkia mahdollisuutta tehdä rungosta aiempaa matalampi ja kevyempi sekä saavuttaa kiertojäykkyys. Aluksi työssä täytyi perehtyä ajoneuvon ja nosturin mekaniikkaan, johon liittyi ajoneuvon vakavuuden ja maksimikuormitusten määrittäminen eri nostotilanteissa. Maksimikuormitusten arvot toimivat lähtötietoina lujuustarkasteluihin, jotka toteutettiin FEM-menetelmällä.

Suunnittelutyössä käytettiin apuna CAD-ohjelmistoja. Ensimmäiseksi piirrettiin auton geometriset mitat 2D-CAD-ohjelmalla. Piirustuksien perusteella suunniteltiin kehittyneempi versio uudesta runkovahvikkeesta. Näiden perusteella pystyttiin luomaan geometrinen malli uudelle runkovahviketyypille, jotka mallinnettiin 3D-CAD-ohjelmalla. Runkovahviketta muutettiin alkuperäisestä ja siitä pyrittiin tekemään tavoitelistan mukainen. Rungosta toivottiin kevyempää, mutta uuden runkovahvikkeen painoeroa vanhaan ei tutkittu työssä. Rungosta tehtiin matalampi muuttamalla rakenteita, materiaaleja ja hitsauskoonpanojärjestystä. Palkki- ja levyrakenteita muutettiin ja pyrittiin saavuttamaan mahdollisimman hyvä rungon kiertojäykkyys. Kiertojäykkyyden tuloksia arvioitiin tietokonepohjaisessa FEM-simuloinnissa.

Runkovahvikkeen 3D-mallin ja nosturin maksimikuormitusten tulosten pohjalta luotiin FEM-malli. Mallin päälle luotiin elementtiverkko ja kuormitustesteissä simuloitiin eri nostotilanteita. Tulosten perusteella tutkittiin rungon siirtymistä ja jännitystä rungon eri kohdissa. Erityisesti testissä kiinnostivat maksimijännitys, maksimisiirtymäarvot ja kriittisimmät kohdat. Näihin seikkoihin voisi jatkossa rakennesuunnittelussa kiinnittää huomiota. Tulosten tarkasteluissa päädyttiin siihen, että etutukijalan kiinnityskohdat olisi hyvä suunnitella erillisenä työnä. Merkittävää kiertymiseen viittaavaa jännitystä tai siirtymää ei tapahtunut testien perusteella. Testien perusteella prototyyppi kestäisi rakenteisiin kohdistuvan maksimijännityksen verrattuna materiaalin myötörajaan. Testiin on kuitenkin suhtauduttava kriittisesti vielä tässä vaiheessa.

Asiasanat: nosturikuorma-auto, runkovahvike, nosturi rakenne, FEM-menetelmä

ALKULAUSE

Tahdon kiittää KKP-Tuotanto Oy:n johtajaa Matti Kasurista ja tuotantotyöntekijä Jaakko Homasta opinnäytetyön mahdollistamisesta. Oulun ammattikorkeakoulun puolelta kiitän opinnäytetyön ohjaajaa yliopettaja Kai Jokista, yliopettaja Mauri Haatajaa sekä lehtori Esa Kontiota. Iso kiitos kuuluu myös perheelle ja ystäville tuesta.

Kuusamossa 23.5.2018

Juho Määttä

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 NOSTURIKUORMA-AUTO	8
3 KUORMITUSTILANTEET	10
3.1 Seisontavakavuuden määrittäminen	10
3.2 Seisontavakaavuuteen vaikuttavia tekijöitä	10
3.3 Nosto oikealle, eteen ja viistoon	12
3.4 Nosto vasemmalle, taakse ja viistoon	15
4 RUNKOVAHVIKKEEN SUUNNITTELU	18
4.1 Rungon paino	19
4.2 Matalampi runko	19
4.3 Rungon kiertyminen	20
4.4 Rakenteiden sijoittelu	20
4.5 Tuotannon huomioiminen	21
4.6 Muutostyöt	23
4.7 Rungon alatuenta	26
5 ELEMENTTIMENETELMÄ	28
5.1 Kuormitustestit	28
5.2 Nosto oikealle, eteen ja viistoon	29
5.3 Nosto vasemmalle, taakse ja viistoon	30
6 TULOSTEN TARKASTELU	33
6.1 Nosto oikealle, eteen ja viistoon	34
6.2 Nosto vasemmalle, taakse ja viistoon	35
7 POHDINTA	40
LÄHTEET	43
LIITTEET	
Liite 1 Runkokokonaisuus	
Liite 2 Lähtötietomuistio	
Liite 3 Valittu nosturikuorma-auto	

Liite 4 Vakavuuslaskenta

1 JOHDANTO

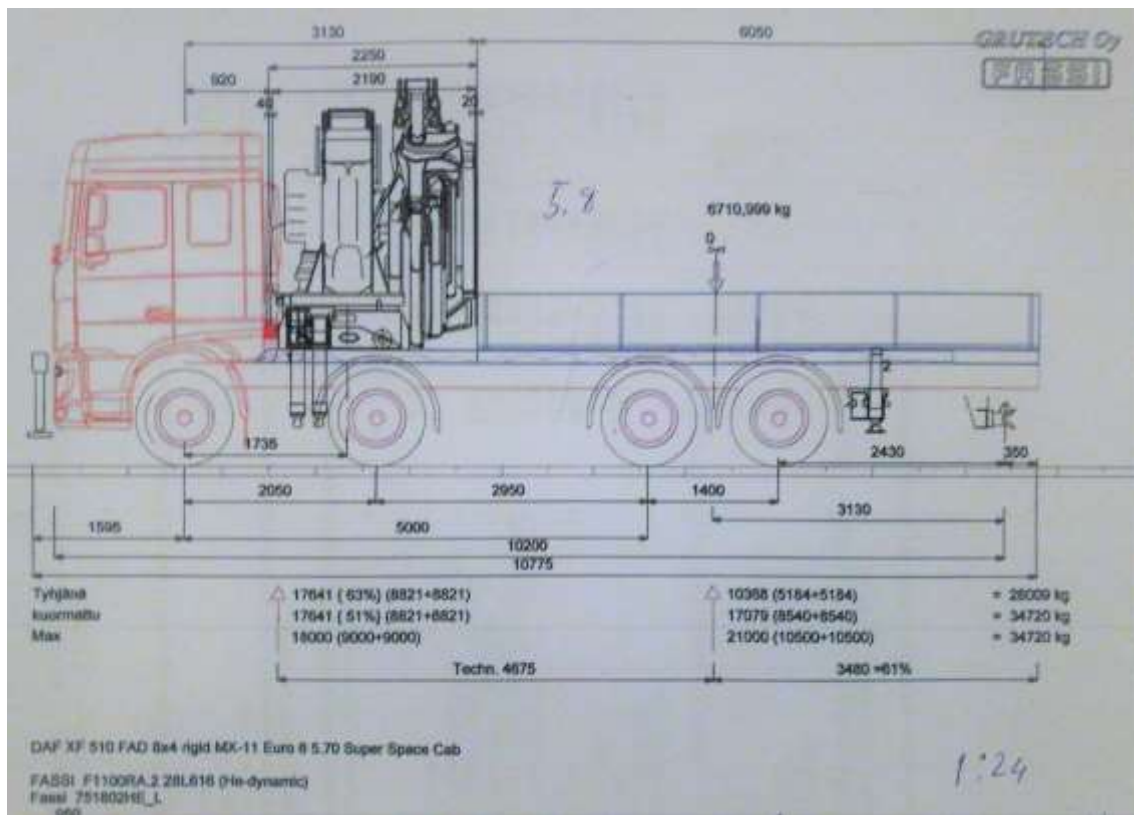
KKP-Tuotanto Oy on vuonna 2007 perustettu nosturiautojen suunnitteluun, rakentamiseen, hydraulikkaan, päällirakenteisiin sekä raskaan kaluston rakenteisiin ja huoltoihin erikoistunut yritys Kuusamossa. Tavoitteena oli suunnitella kehityskelpoinen prototyyppi, jonka rakenteet kestävät nosturin aiheuttaman taivutusmomentin kuormausvaiheessa. Runkovahvikkeen tulisi jäykistää kuorma-auton runko niin jäykäksi, että kuormaus olisi vakaata. Toisin sanoen runkovahvikkeesta pitäisi tulla mahdollisimman kiertojäykkä. Alimitoitettu runkovahvike voi aiheuttaa vakavan vaaratilanteen sekä taloudellisia menetyksiä. (1; 2, s. 2). (Liite 1.)

Aluksi toimeksiantajan kanssa laadittiin lähtötietomuistio, jossa kirjattiin työn keskeisimmät tavoitteet. Rakenteiden tulisi olla mahdollisimman kevyitä mutta kestäviä. Kuorma-auton päällysrakenteista halutaan myös mahdollisimman matalia. Tämä luo haasteita suunnittelutyöhön. Suunnittelun lähtökohtana oli huomioida rakenteisiin kohdistuvat voimat eri nostotilanteissa. Työn tilaajalta on saatu lähtökohtainen rakennemalli, jonka mallintaminen tapahtuu 2D- ja 3D-suunnitteluohjelmalla. Mallin rakenteelle tehtiin muutostöitä ja kuormitustestejä FEM-simuloinnilla. Työn toimeksiantaja ei ollut aiemmin suorittanut vastaavia laskelmia. (Liite 2.)

Työ tehtiin neliakseliseen DAF XF 510 FAD -kuorma-autoon. Nosturiksi valittiin FASSI F1100RA.2.28, jonka maksiminostokyky on 22 000 kg. Nosturin puomiin oli lisätty jatko, joka kasvattaa laitteen maksimiulottuvuutta, mutta vastaavasti pienentää nostokykyä. Tämä otettiin huomioon tarkasteltaessa auton kuormausvakavuutta. Toimeksiantaja voi käyttää tätä työtä sovellettuna apukeinona myös muihin ajoneuvoihin, joten tästä suunnittelutyöstä voi olla hyötyä yritykselle myös tulevaisuudessa. (Liitteet 3, 4.)

2 NOSTURIKUORMA-AUTO

Kuorma-auto on hyötyajoneuvo, jota käytetään tavaroiden kuljettamiseen. Työssä käsitellään nosturikuorma-autoa, joka sisältää apurungon ja sen päälle asennettavan nostolaitteen sekä päällyslevyn. Kuorma-auton päällysrakenteet jaetaan joustaviin ja jäykkiin rakenteisiin. Opinnäytetyö toteutetaan jäykällä rakenteella. Työ tehdään neliakseliseen DAF XF 510 FAD -kuorma-autoon, jonka tekniset tiedot ovat saatu toimeksiantajalta. (2, s. 7.) (Kuva 1.) (Liite 3.)



KUVA 1. DAF XF FAD -nosturikuorma-auto

Kuormausnosturilla tarkoitetaan konekäyttöistä nosturia, joka muodostuu kääntyvästä pylväästä ja pylvään päällä olevasta puomistosta. Nostovoima tulee hydraulikkasyylintereiltä. Tämän tyyppistä nosturin ja kuorma-auton yhdistelmää kutsutaan nosturikuorma-autoksi. Yhdistelmää käytetään apuna esimerkiksi raskaiden elementtien kuljetuksiin ja asennustyöhön rakennustyömailla. Nosturin voi asentaa kuorma-auton etu- tai takaosaan. Tässä tapauksessa nosturi on asennettu kuorma-auton hytin taakse eli etuosaan. Kuormausnosturilla on huomattava kantokyky, jonka takia kuorma-auton alkuperäiset runkorakenteet on muutettava vahvemmiksi. Kuormausnosturi on suunniteltu kuorman lastaamiseen ja purkamiseen sekä muihin tehtäviin, jotka valmistaja on määritellyt käyttöohjekirjassa. (3, s. 16.) (Kuva 2.)



KUVA 2. Fassi 1100RA -kuormausnosturi (4, s. 6)

3 KUORMITUSTILANTEET

Kuorman massa aiheuttaa rakenteita kuormittavia pysty- ja vaakasuuntaisia voimia sekä aiheuttaa momentin tuomaa kiertoa, jotka kohdistuvat eripuolille runkoa. Tämä kuormittaa kuormausnosturin alla olevia rakenteita eri kuormaustilanteesta. Tilanteet vaihtelevat painon, etäisyyden ja kulman mukaisesti. Tämän vuoksi työssä täytyy määrittää suurimmalla kuormituksilla aiheutuvat kuormitustilanteet.

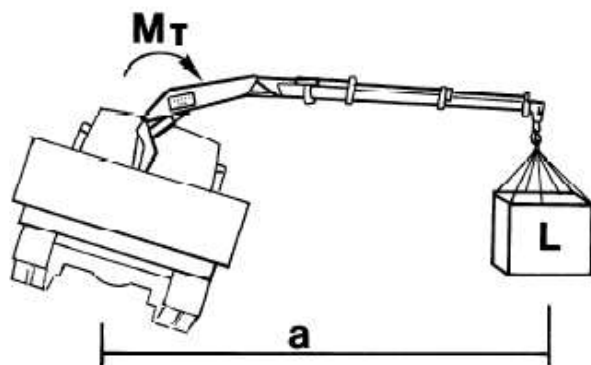
3.1 Seisontavakavuuden määrittäminen

Seisontavakaavuuden määrittäminen tapahtuu laskennallisesti tai kokeellisesti. Yleensä seisontavakavuus määritetään suurissa nostureissa sekä laskennallisesti että kokeellisesti, koska laskennallinen menetelmä ei ota huomioon rungon kiertymistä. Tämän vuoksi seisontavakavuutta ei voida varmistaa pelkän laskelman perusteella. (5, s. 1.)

Työssä määritellään seisontavakavuus laskennallisesti, koska se tuo tarvittavaa lähtötietoa FEM-simulointia varten. Työssä käytetään nosturin valmistajan antamia arvoja suurimmalle ulottuvuudelle ja massalle sekä auton valmistajan antamia tietoja maksimikuormitustilanteiden määrittelemiseksi. Työssä sovelletaan SFS-4677-standardia ja Volvon kuormatilaohjetta kuormausnosturin aiheuttaman maksimikuormituksen määrittämiseksi.

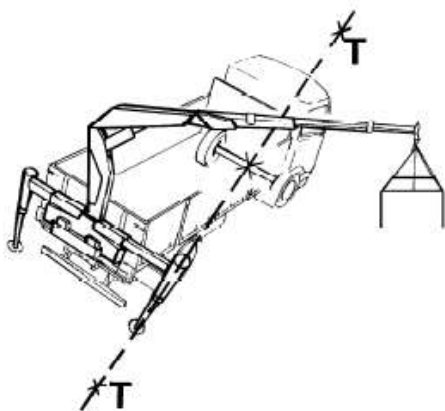
3.2 Seisontavakaavuuteen vaikuttavia tekijöitä

Kuorma-auton seisontavakaavuuteen vaikuttavia tekijöitä kuormaustilanteessa ovat ajoneuvon tyyppi, akselimassat, raideleveys ja rungon kiertojäykkyys. Lisäksi nosturi on sijoitettava ajoneuvoon oikein, jotta ajoneuvon vakaus säilyisi mahdollisimman hyvänä. Nosturin sijoituksesta vaikuttavia tekijöitä ajoneuvon vakavuuteen ovat nosturin massa, painopisteen ja tukijalkojen sijainti ja lukumäärä sekä nostokyky ja kaltevuus. (6, s.1.) (Kuva 3.)



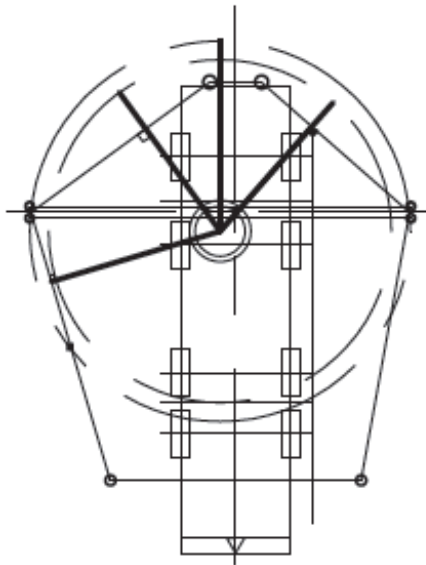
KUVA 3. Kuormaimen vaikutus pystysuuntaisella kuormituksella ajoneuvon vakavuuteen (7, s. 2)

Kuorma-auton kaatuminen tapahtuu yleensä kaatumislinjan mukaisesti, joka on akselimassan pisteen ja tukijalan välinen suora linja. (7, s. 2.) (Kuva 4.)



KUVA 4. Kaatumislinjan määrittäminen (7, s. 2)

Kun kysymyksessä on useampi tukijalkapari, tällöin kaatumislinja on tukijalkojen välinen suora linja ja laskennassa määritetyt nostot tapahtuvat tukijalkojen väliin. Tämän työn nosturikuorma-auton tapauksessa ohjetta sovelletaan kyseisellä tavalla. (Kuva 5.)



KUVA 5. CAD-kuvassa ajoneuvon kaatumislinjat, jotka kulkevat tukijalkojen välissä. Tässä tapauksessa kysymyksessä on useampi tukijalkapari. Vahvempi viiva kuvaa nosturin kiertokulmaa tukijalkojen välissä

3.3 Nosto oikealle, eteen ja viistoon

Seisontavakavuus määritetään laskennallisesti kaavalla 1. Varmuusluku kaatumisen sen suhteen tulee olla $>1,4$. (7, s. 3.) (Kuva 6.)

$$s = \frac{M_s}{M_t}$$

KAAVA 1

s = varmuuskerroin $>1,4$

M_s = vakauttava momentti, joka määritellään auton painon ja etäisyyksien aiheuttamien momenttien summana

$$M_s = M_{ea} + M_{ta}$$

M_{ea} = auton etuakselin massasta aiheutuva momentti

$$M_{ea} = X_{ta} \times F_{ta}$$

X_{ta} = taka-akselin massapisteen ja sivutukijalan välinen etäisyys

F_{ta} = taka-akselin kuormaamattoman massan aiheuttama voima

M_t = kaatava momentti, joka määritetään nosturin ja kuorman aiheuttamien momenttien summana

$$M_t = M_k + M_n$$

M_k = kuorman momentti

$$M_k = F_k \times X_k$$

F_k = valmistajan ilmoittama maksiminostokyky suurimmalla nostoetäisyydellä

X_k = valmistajan ilmoittama suurin nostoetäisyys nosturin keskipisteestä

M_n = nosturin painon aiheuttama momentti

$$M_n = F_n \times X_n$$

F_n = nosturin tasapainoaseman kohdalle muodostuva voima

X_n = nosturin tasapainoaseman etäisyys nosturin keskipisteestä

M_{ta} = auton taka-akselin massasta aiheutuva momentti

$$M_{ta} = X_{ea} \times F_{ea}$$

X_{ea} = Etuakselin massapiirteen välinen kohtisuora etäisyys tukijalkojen väliin muodostuvalle kaatumislinjalle

F_{ea} = Etuakselin kuormaamattoman massan aiheuttama voima

Auton akselimassojen aiheuttaman momentin määrittämiseen tarvitaan kuormaamattoman ajoneuvon massatietoja, jotta laskemiseen tarvittavat akselikohtaiset voimat pystytään laskemaan. Lisäksi huomioidaan maanvetovoiman kiihtyvyys, joka on $9,81 \text{ m/s}^2$. Akselikohtaiset voimat lasketaan kaavalla 2. Akselikohtaiset voimat laskettuna löytyvät taulukosta 1.

Akselimassan aiheuttama voima saadaan ratkaistua kaavalla 2.

$$F = m \times g$$

KAAVA 2

F = Akselimassan aiheuttama voima [kN]

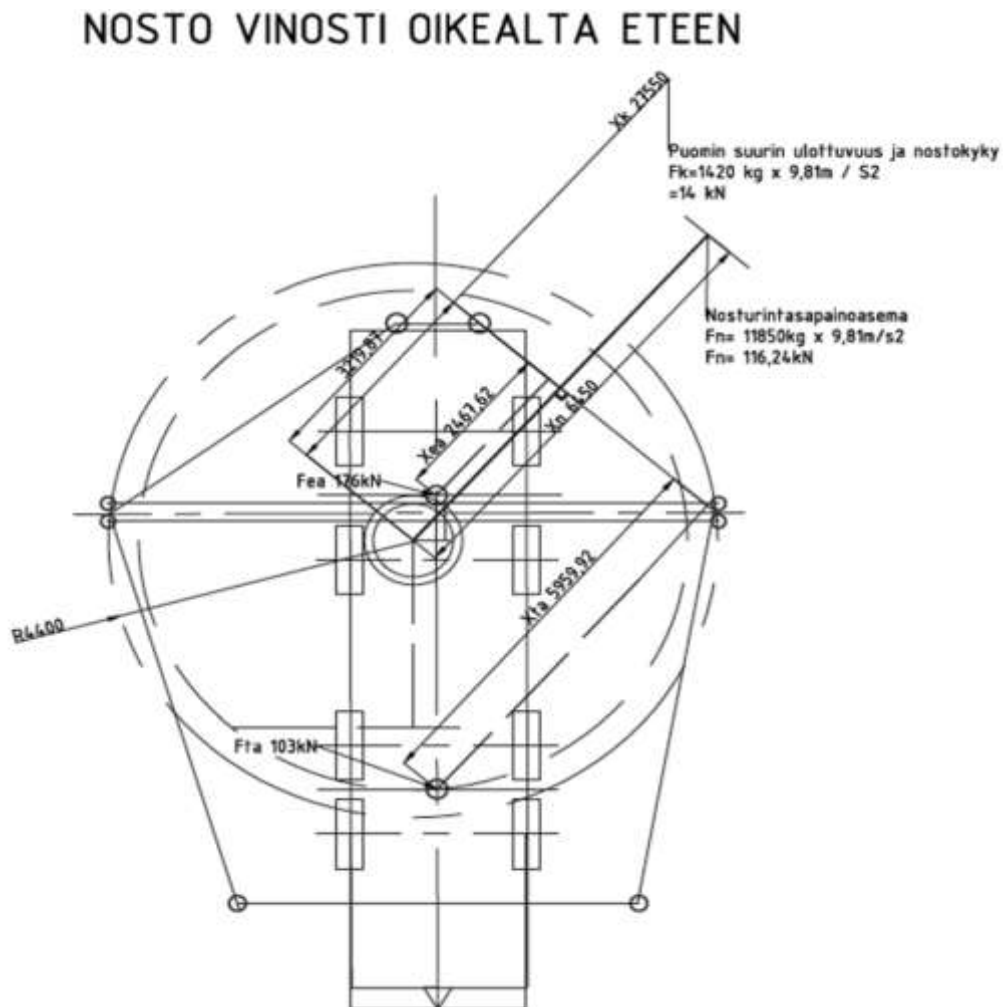
m = Akselikotainen massa [kg]

g = maanvetovoiman kiihtyvyys [m/s^2]

TAULUKKO 1. Akselimassojen aiheuttaman voimien jakautuminen

Auton akselikohtaiset kuormat ilman nosturia		
	$m[\text{kg}]$	$F[\text{kN}]$
Etuakseli	17641	170 kN
Taka-akseli	10300	103 kN

Etäisyystiedot saadaan 2D-CAD-ohjelmistoa apuna käyttäen, jonka pohjana on käytetty kuormausnosturin mittatietoja ja auton valmistajalta saatuja mittatietoja. Koska Auton ja nosturin mitat on mallinnettu pohjakuvana etäisyyksien tulkintaan ei tarvitse käyttää trigonometrisia funktioita. (Kuva 6.)



KUVA 6. CAD-kuva, josta määritellään lähtötietoja

Seisontavakavuus määritetään seuraavassa kuvan 6 tilanteessa, jossa nosturi on oikealle eteen ja viistoon. Nosturi on maksimiulottuvuudella ja sen päässä on nostokyvyn mukainen massa. Kyseinen nosto tapahtuu tukijalkojen muodostuvan kaatumislinjan väliin. seisontavakavuus määritellään kaavalla 1, jossa

$$M_k = 13 \text{ kN} \times (27,5 \text{ m} - 3,219 \text{ m}) = 339 \text{ kNm}$$

$$M_n = 116 \text{ kN} \times (6,45 \text{ m} - 3,219 \text{ m}) = 376 \text{ kNm}$$

$$M_{ea} = 176 \text{ kN} \times 2,467 \text{ m} = 434 \text{ kNm}$$

$$M_{ta} = 103 \text{ kN} \times 5,95 \text{ m} = 613 \text{ kNm}$$

$$S = \frac{M_s}{M_t} = > \frac{M_{ea} + M_{ta}}{M_k + M_n} = \frac{434 \text{ kNm} + 613 \text{ kNm}}{339 \text{ kNm} + 376 \text{ kNm}} = \frac{1047 \text{ kNm}}{715 \text{ kNm}} 1,46 > 1,4$$

Vaikka varmuuskerroin antaa suuntaa ajoneuvon vakavuuden säilymiseen, tämä arvo ei ota kantaa rungon jäykkyyteen ja lujuuteen eikä siitä johtuvaan kaatumiseen. Varmuuden määrittäminen laskennallisesti on kuitenkin hyvä työkalu tarkasteltaessa nosturin sijoittamista autoon. Laskelmassa esiintyvän kaatavan momentin avulla saadaan ratkaistua maksimivoima, mitä käytetään myöhemmin analysoitaessa rungon käyttäytymistä kyseisessä nostotilanteessa. (5, s. 1.)

Seisontavakavuuslaskelman kaatavan momentin arvo 715 kNm aiheuttaa tukijalkojen väliseen kaatumislinjaan voiman. Nosturin pyörähdyskeskipisteen ja kaatumislinjan välinen etäisyys on 3,2 m, joka saadaan aikaisemmin piirretystä 2D-CAD pohjakuvasta. Kaatavan momentin aiheuttama voima lasketaan kaavalla 3. (Kuva. 6).

$$F = \frac{M_{\max}}{r}$$

KAAVA 3

F = voima [N]

M = kaatavan momentin arvo [Nm]

r = kaatumislinjan etäisyys nosturin pyörähdyskeskipisteestä [m]

$$F = \frac{M_{\max}}{r} = \frac{715 \text{ kNm}}{3,2 \text{ m}} = 223 \text{ kN}$$

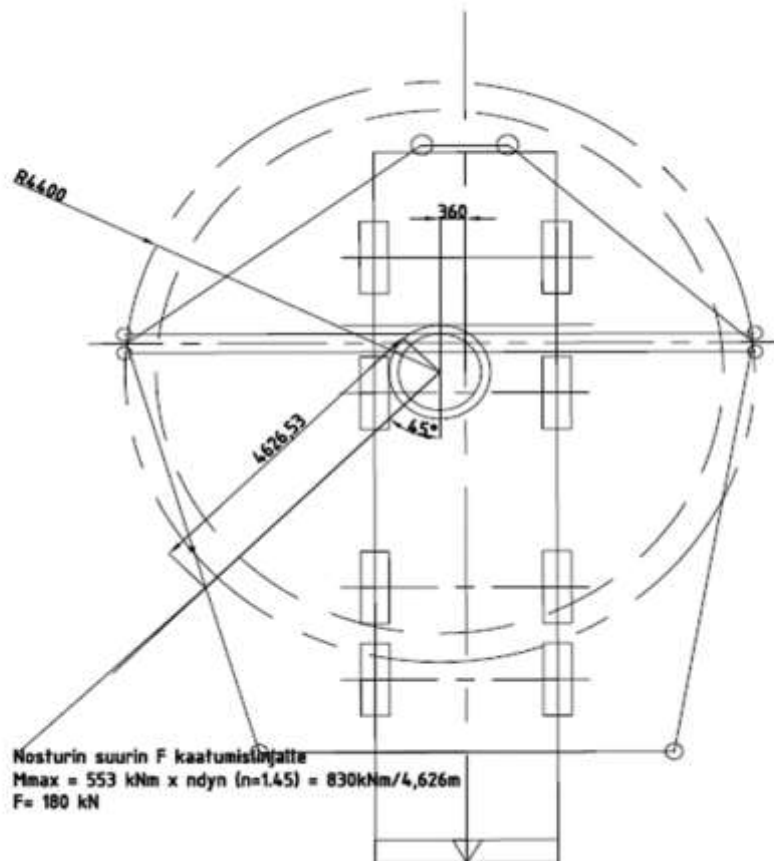
Toimeksiantajan kokemuseräiseen tietoon vedoten suurimmat runkoon kohdistuvat kuormitusongelmat ovat viistoon, eteen ja taakse tapahtuvat nostot. Tästä johtuen seisontavakavuuden määrittäminen tehtiin nostattaessa oikealle eteen, ja viistoon. Tästä nostosta aiheutuvaa ilmiötä tutkitaan FEM-simuloinnilla. Työssä on katsottavissa myös muiden nostotilanteiden varmuuslukuja kaatumisen suhteen. (Liite 3.)

3.4 Nosto vasemmalle, taakse ja viistoon

Seisontavakavuutta määritettäessä kokeellisesti ongelmia on ilmennyt rungon kiertymisen kanssa myös silloin, kuin nosturi on ollut 45 asteen kiertokulmassa, vasemmalle ja taakse. Tästä johtuen kyseistä nostotilannetta simuloidaan FEM-menetelmällä ja tutkitaan rungon käyttäytymistä. Maksimikuormitus voidaan

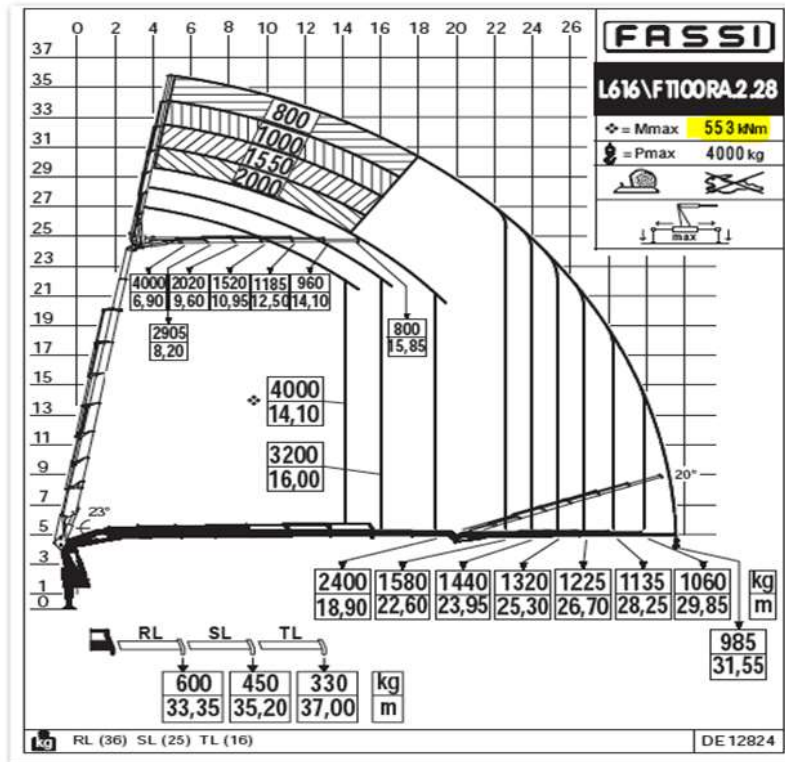
määrittää myös nosturivalmistajan ilmoittaman nosturin maksimimomentin mukaan. Nosturin aiheuttaman pystysuuntaisen maksimivoiman laskemiseen käytetään pohjakuvasta mitattuja etäisyyksiä. (Kuva 7.)

NOSTO VINOSTI TAAKAA VASEMMALTA



KUVA 7. Nosto vasemmalle, taakse ja viistoon 45 asteen kiertokulmassa

Jotta nosturin aiheuttama maksimivoima pystyttaisiin laskemaan, täytyy lisäksi tietää nosturin valmistajan ilmoittama maksimimomentti. Nosturin ilmoittama maksimimomenttiarvo saadaan nostokykytaulukosta. (Kuva 8.)



KUVA 8. Nosturin valmistajalta saatu nostokykytaulukko. (4, s. 14)

Koska nosturin painovoimasta aiheutuva liike tuo auton runkoon värähtelyjä, niin tämän vuoksi suunnittelussa tulee huomioi myöskin dynaamiset vaikutukset. Tämä otetaan huomioon dynaamisella varmuuskertoimella. Laskelmassa saatua nosturin voimaa käytetään myöhemmin analysoidessa rungon käyttäytymistä kyseisessä nostotilanteessa FEM-menetelmällä. Opinnäytetyössä päädytään käyttämään Volvon ohjeen mukaista dynaamista varmuuskerrointa, joka on 1,45. Nosturin aiheuttaman voiman kaatumislinjalle sekä huomioiden dynaaminen varmuuskerroin lasketaan kaavalla 4. (2, s. 30; 8, s.14).

$$F = \frac{M_{max} \times n_{dyn}}{r}$$

KAAVA 4

M = kuorman aiheuttama maksimi momentti [Nm]

F = voima [N]

r = kaatumislinjan etäisyys nosturin pyörähdyskeskipisteestä [m]

n_{dyn} = dynaaminen varmuuskerroin

$$F = \frac{M_{max} \times n_{dyn}}{r} = \frac{553 \text{ kNm} \times 1.45}{4,6 \text{ m}} = 174 \text{ kN} .$$

4 RUNKOVAHVIKKEEN SUUNNITTELU

Suunnittelutyön aloitusta edelsi aloituspalaveri, jossa käytiin toimeksiantajan kanssa läpi mahdollisimman tarkasti lopputulosten realistiset tavoitteet. Onnistuneen istunnon tuloksena oli alustava vaatimuslista. Lisäksi istunnon aikana käytiin suunnitteluun liittyviä dokumentteja läpi. Lähtökohtaisesti suunnittelu perustuu historiatietoihin, koska KKP-Tuotanto Oy:llä on kokemusta vastaavista työsuorituksista. Istunnon yhteydessä sain suunnittelutyön kannalta aiheeseen liittyvää tietoa, jonka pohjalta aloin muuttamaan nykyistä runkovahviketta tavoitelistan mukaiseksi. (Taulukko 2.)

TAULUKKO 2. Ensimmäisen istunnon pohjalta laadittu tavoitelista

Tavoitelista		
	Ensisijainen	Toissijainen
Rungon keveys		X
Runko matalimmaksi	X	
Rungon kierto minimaaliseksi	X	

Opinnäytetyö rajattiin siltä osin, ettei koneteollisuuden vaatimuksien mukaisia konepajapiirustuksia tulla esittämään. Työ ei myöskään ota kantaa hitsausmitoituksiin, eikä sisällä virallisia kuvia hitsauskokoontenosta. Kokoontenossa olevat hitsien a-mitat ovat oletettu aineen vahvuuksien mukaisiksi. Työssä käytetyt piirustukset ovat ainoastaan runkovahvikkeen kehitystyötä varten olevia periaatteellisia kuvia, joita voidaan käyttää myöhemmässä jatkokehitysvaiheessa. Piirustuksista selviävät rakenteiden mitat, sijoittelu, materiaalit, kokoonpanojärjestys ja profiilitiedot. Myöskin uuden runkovahvikkeen prototyyppi on tarvittaessa toteutettavissa toimeksiantajan tuotantotiloissa.

4.1 Rungon paino

Rakenteista halutaan mahdollisimman kevyitä, mutta kestäviä. Suunnittelun alkuvaiheessa päätettiin, että rungon kevyemmät rakenteet jäisivät vielä toissijaiseksi seikaksi toivomuslistasta. Työssä ei tutkita painoeron merkitystä vanhan ja uuden runkovahvikkeen välillä. Nykyisten suunnitteluohjelmistojen avulla voidaan luoda kappaleiden muotoiluhiippuunsa. Tästä johtuen kevyemmät kappaleet voidaan saada yhä kestävämmiksi. Myös tarkat ja monipuolisesti automatisoidut työstökoneet ovat mahdollistaneet tämän kehityksen. Lähtötietomuistion perusteella monimutkainen suunnittelugeometria ei sovellu käytettäväksi, koska runkovahvikkeen valmistus pitäisi olla mahdollisimman edullista. Monimutkaisten kappaleiden valmistus voisi olla kallista pieninä sarjoina sekä omaan käyttöön ostetut arvokkaat työstölaitteet eivät kannattaisi taloudellisesti. Lisäksi monimutkaiset kappaleet lisäävät huomattavasti suunnittelutyötä.

Opinnäytetyössä oli syytä ajatella laajempaa kokonaisuutta, jotta tuotanto saataisiin pysymään vähintään sillä tasolla, mitä se on aikaisemminkin ollut. Tämän vuoksi työssä ei lähdetty hakemaan ensisijaisesti kevyitä ratkaisuja monimutkaisen muotoilun avulla. Mahdollisesti kevyemmät rakenteet tulisivat kysymykseen siinä tapauksessa, jos lujuusanalyysissä esiintyisi ylivoimaisuutta. Tämän perusteella voitaisiin tutkia mahdollisuutta, jossa runkovahvike tehtäisiin pienemmillä aineenvahvuuksilla ja jätettäisiin rakenteita pois, esimerkiksi välipalkkien jakoa harventamalla. Tämä mahdollisuus vähentäisi materiaalin menekkiä. Lisäksi se vähentäisi hitsauksesta koituvaa ylimääräistä työtä. Lopputuloksena olisi kokonaisuudessaan taloudellisempi ratkaisu, joka voisi lopulta lisätä tuotannon läpimenoprosessia ja kannattavuutta.

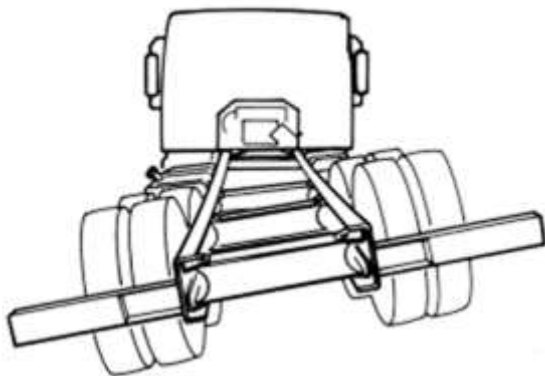
4.2 Matalampi runko

Toimeksiantajan mukaan asiakkaat toivoisivat mahdollisimman matalaa runkovahvikkeen rakennetta. Tämä toive pyritään ottamaan huomioon, sillä se voi vaikuttaa tuotteen menekkiin positiivisesti. On mahdollista, että asiakkaan valintakriteeriksi valikoituu tuote, jolla pystytään työskentelemään mahdollisimman hyvin. Matalampi runkoratkaisu voi kasvattaa materiaalikustannuksia, koska runkoa jäykistävien levyjen aineenvahvuutta ja lujuusluokkaa kasvatetaan. Prototyypin

mukainen suunnitelma madaltaisi runkoa noin 30 mm nykyisestä, joten tämä olisi hyvä lopputulos.

4.3 Rungon kiertyminen

Kuten edellä on jo mainittu, niin auton runkoon kohdistuva kierto haluttaisiin mahdollisimman minimaaliseksi. Liiallinen kierto aiheuttaa epävakaasti kuormattavan auton ja se ei täytä laatukriteereitä. (Kuva 9.)

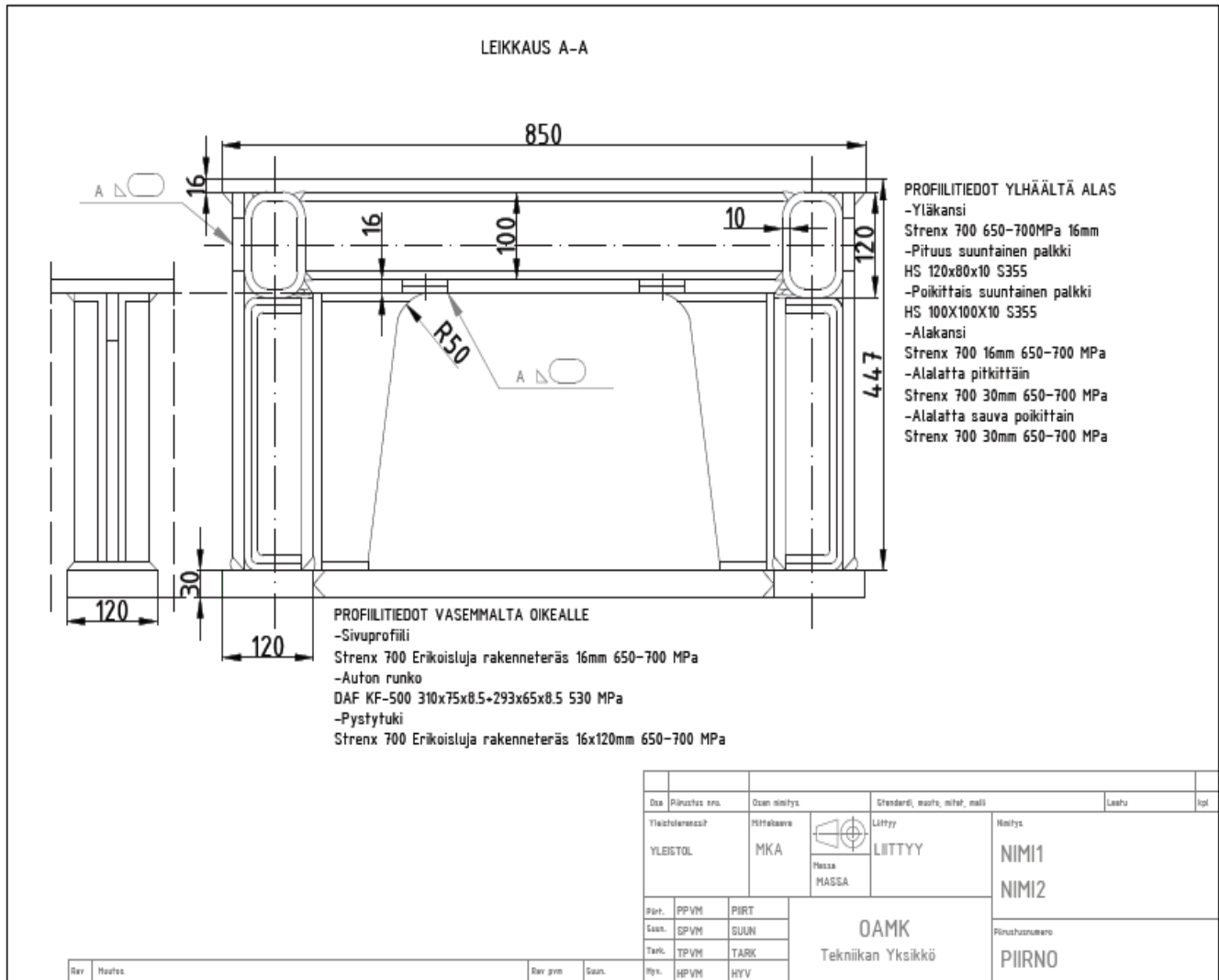


KUVA 9. Kuvan tyyppinen runkoon kohdistuva kierto halutaan mahdollisimman vähäiseksi. (7, s. 11)

Runkovahvikkeen suunnittelu on siinä mielessä haasteellinen asia, koska rungon rakenteesta haluttaisiin mahdollisimman kevyt, matala ja lisäksi rungon kierto haluttaisiin mahdollisimman vähäiseksi. Tämä aiheuttaa näiden asioiden välillä ristiriitaisuuksia, jossa täytyisi päästä mahdollisimman hyvään kompromissiin. Runkovahvikkeen mahdollista kiertoa voidaan arvioida vasta lujuusanalyysin tuloksissa. Tämän jälkeen voidaan vetää johtopäätöksiä työn onnistumisesta.

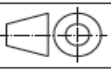
4.4 Rakenteiden sijoittelu

Rakenteiden sijoittelussa on käytetty apuna maahantuojalta saatua kuorma-auton rungon 2D-pohjakuvaa, joka on sijoitettu kuvassa 10 vasemmalle puolelle 2D-CAD-ohjelmaan. Lisäksi itse autosta, nosturista ja sen kriittiseksi todetuista nostolaitteen kiertokulmista on piirretty pohjakuva 2D-CAD-ohjelmalla kuorma-auton maahantuojan antamien mittojen mukaisesti, joka on sijoitettu kuvan 10 oikealle puolelle. Näiden väliin keskelle on piirretty hahmotelma uudesta runkovahvikkeen ratkaisusta.



KUVA 11. A-A leikkauskuva ja profiilitiedot

Leikkauskuvan mukaiset rakenteet ja valitut materiaalit mahdollistivat määritellyn kokoonpanojärjestyksen, jonka pohjalta laadittiin kokoonpanoehdotus. (Kuva.12.)

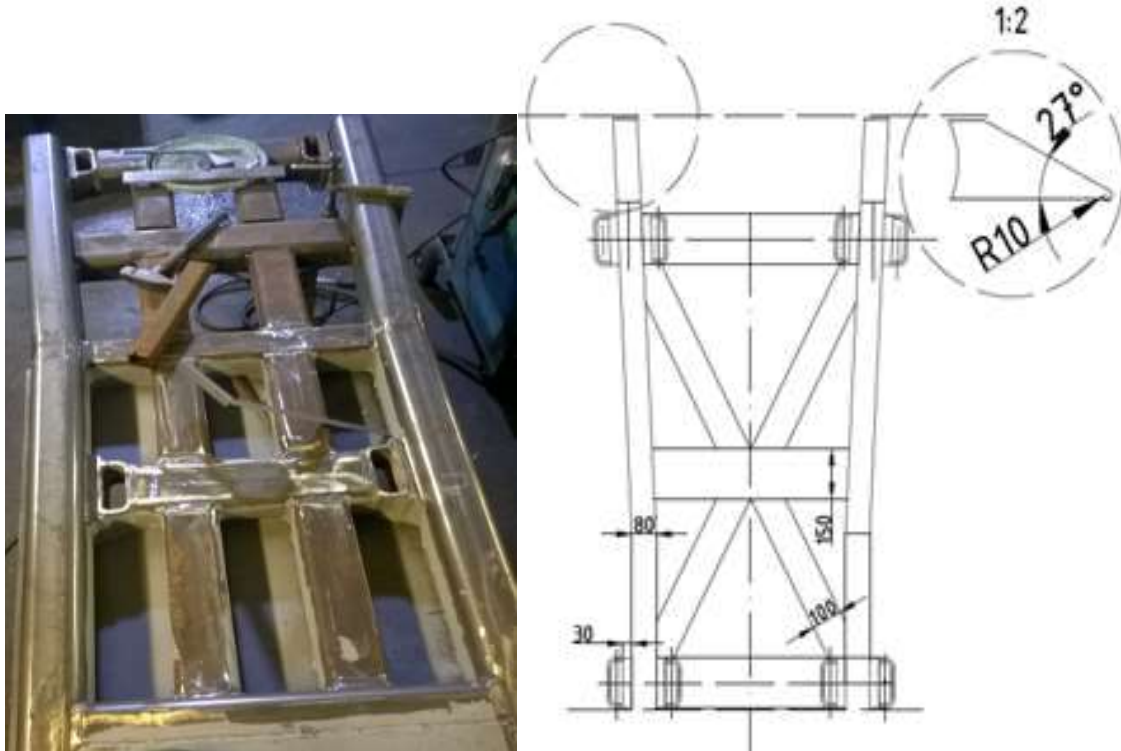
Rev	Muutos				Rev pvm	Suun.	
<p>Tuotantoryhmä 1.</p> <p>1. Apurungon palkit hitsataan yhteen.</p> <p>-Pituus suuntainen palkki HS 120x80x10 S355</p> <p>-Poikittais suuntainen palkki HS 100X100X10 S355</p> <p>2. Apurungon hitsattu rakenne käännetään ja hitsataan yläkansi jäykistäen apurungon palkit.</p> <p>-Yläkansi Strenx 700 650–700MPa 16mm</p> <p>3. Apurungon ja yläkannen yhdistetty rakenne käännetään.</p> <p>Seuraavaksi Hitsataan alakansi pitkittäis suuntaisiin sivupalkkeihin kiinni ja tulpahitsillä poikittais suuntaisiin palkkeihin.</p> <p>-Alakansi Strenx 700 16mm 650–700 MPa</p> <p>-Pitkittäis suuntainen palkki HS 120x80x10 S355</p> <p>-Poikittais suuntainen palkki HS 100X100X10 S355</p> <p>Tuotantoryhmä 2.</p> <p>1. Sivuprofiili yhdistetään ruuveilla auton runkoon.</p> <p>-Sivuprofiili Strenx 700 Erikoisluja rakenneteräs 16mm 650–700 MPa</p> <p>-Auton runko DAF KF-500 310x75x8.5+293x65x8.5 530 MPa</p> <p>2.Pystytuki, alalatta pitkittäin ja alalattasauva poikittain hitsataan yhtenäiseksi rakenteeksi sivuprofiiliin kanssa.</p> <p>-Pystytuki Strenx 700 Erikoisluja rakenneteräs 16x120mm 650–700 MPa</p> <p>-Alalatta pitkittäin Strenx 700 30mm 650–700 MPa</p> <p>-Alalatta sauva poikittain Strenx 700 30mm 650–700 MPa</p> <p>Tuotantoryhmät yhdistyvät</p> <p>1. Tuotantoryhmän 1 hitsattu kokoonpano asennetaan tuotantoryhmän 2 kokoonpanon päälle auton runkoa vasten.</p> <p>Lopuksi suoritetaan tulppa- ja muut hitsaukset jäykistäen rakenteen sivuprofiiliin kanssa.</p> <p>2. Lopuksi hitsataan pystytuki alakanteen kiinni auton alta. k1000 mahdollisuuksien mukaan.</p> <p>-Pystytuki Strenx 700 Erikoisluja rakenneteräs 16x120mm 650–700 MPa</p> <p>-Alakansi Strenx 700 16mm 650–700 MPa</p>							
Osa		Piirustus nro.		Osan nimitys	Standardi, muoto, mitat, malli	Laatu	kpl
Yleistoleranssit		Mittakaava			Liittyy	Nimitys	
YLEISTOL		MKA			LIITTYY	RUNKOVAHVIKE KOKOONPANOEHDOTUS	
				Massa MASSA			
Piirt.	PPVM	PIIRT		OAMK Tekniikan Yksikkö			Piirustusnumero
Suun.	SPVM	SUUN					PIIRNO
Tark.	TPVM	TARK					
Hyv.	HPVM	HYV					

KUVA 12. Runkovahvikkeen kokoonpanojärjestys

4.6 Muutostyöt

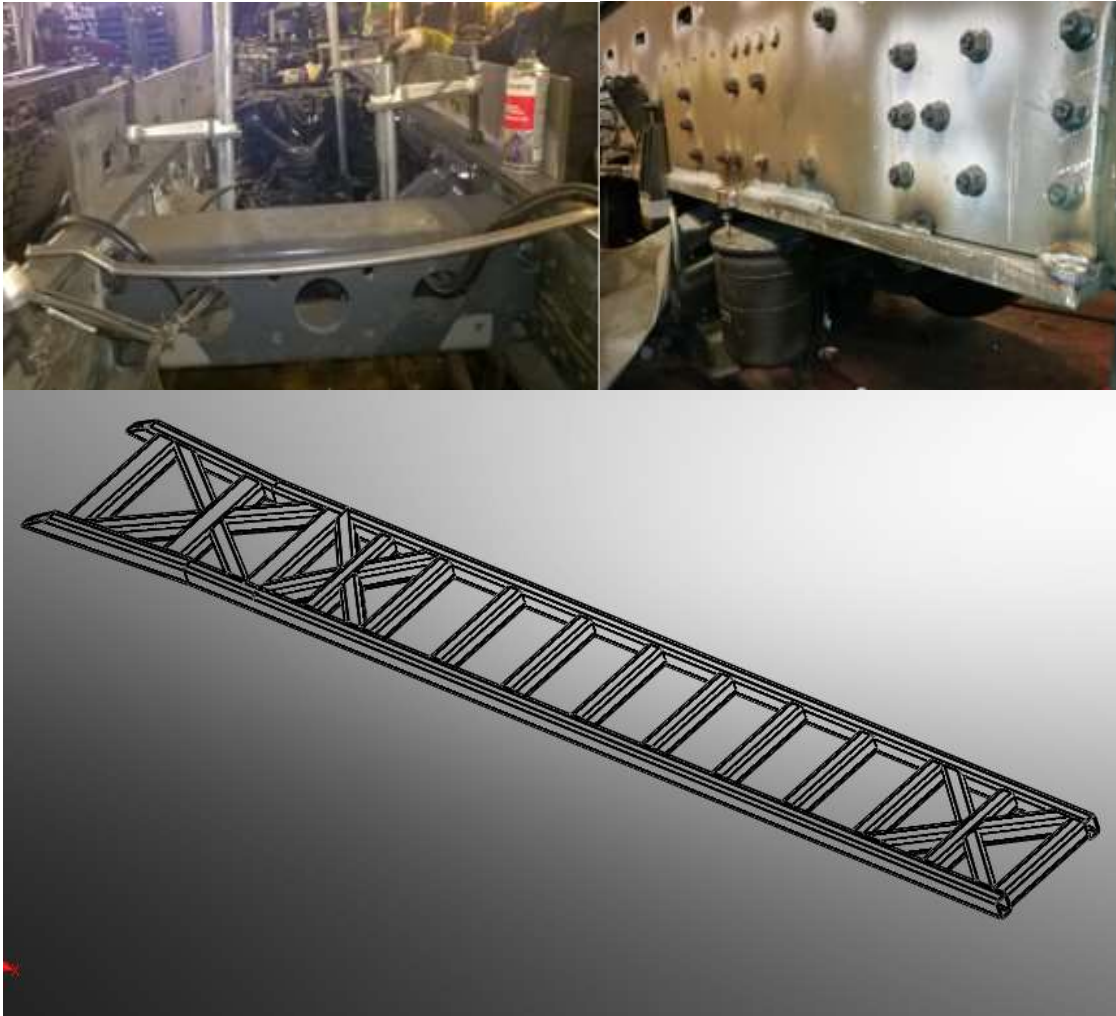
Nosturin kiinnityskohtaan tehtiin seuraavia muutostöitä:

- Keskellä olevat pitkittäiset välipalkit poistettiin ja tilalle tuli ristikkäistuenta.
- Palkkiratkaisujen kokoa muutettiin pienemmäksi, jotta runkoa saataisiin matalammaksi.
- Poikittaisia ja pitkittäisiä palkkeja vähennettiin.
- Apurungon ja auton liittymään tulivat viisteet ja pyöristykset. (Kuva 13.)



KUVA 13. Vasemmalla vanha malli ja oikealla uusi apurunkoversio

Sivuvahvikelevyt ovat tarkoitettu kiinnittämään auton rungon ja apurungon jäykästi kiinni toisiinsa. Sivuvahvikelevyt tulevat jäykästi ruuviliitoksella auton runkoon kiinni ja apurunko hitsataan kiinni vahvikelevyihin koko matkalta. (Kuva 14.)



KUVA 14. Tuotantovaiheessa olevat sivuvahvikelevyt ovat pultattuina auton runkoon ja alhaalla uusi apurunko

Apurungon kokoonpanovaiheessa lisätään hitsaten rungon alle ja päälle ylä- ja alavahvikelevyt. Tämä vahvistaa apurunkoa ja yhdistää rakenteet toisiinsa kiinni. Apurunko hitsataan vahvikelevyineen erillisenä kokoonpanona ja tämä kokonaisuus asennetaan kuvassa 14 näkyvien sivuvahvikelevyjen väliin hitsaamalla. Ylä- ja alavahvikelevyjen aineenvahvuutta ja kokoonpanojärjestystä muutettiin. Aineenvahvuutta kasvatettiin 6 mm:iin, koska vastaavasti runkopalkkien korkeutta pienennettiin. Näin ollen kokonaisuutta arvioidessa runkovahvikkeen jäykistävä vaikutus säilyisi paremmin.

Hitsauskokoonpanoa muutettiin siten, että alavahvikelevy upotettiin apurunkoon koko matkalta. Tämä vähentää levyjen leikkaustyötä sekä pienentää hitsauksen

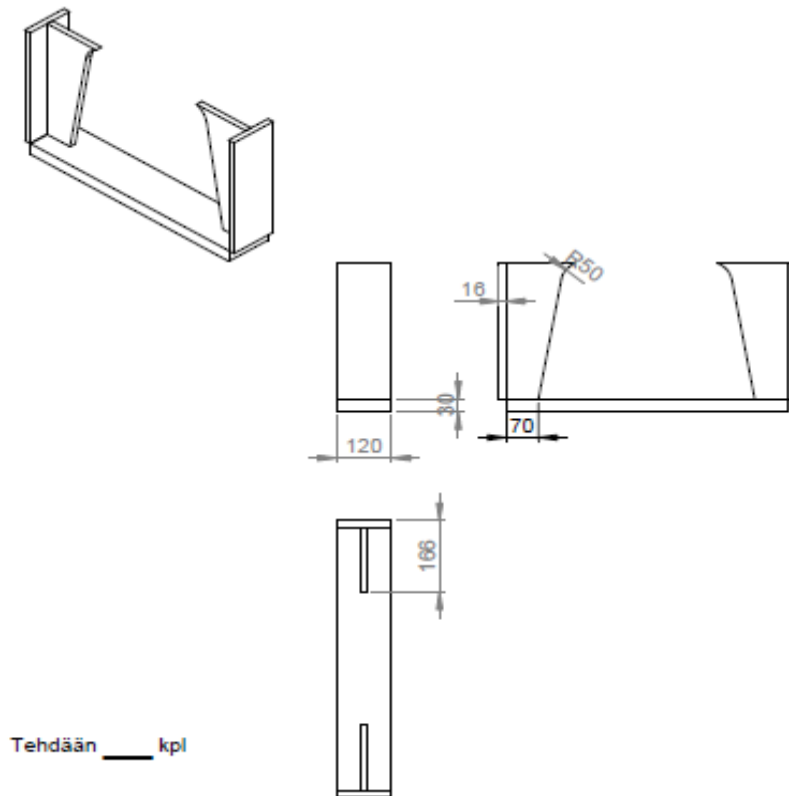
tuomaa vaikutusta teräksen alkuperäisiin ominaisuuksiin. Levy hitsataan tulppahitsillä apurungon keskeltä kahdesta pisteestä poikittaispalkkeihin. Aikaisemmin vahvikelevyt oli leikattu pienemmissä osissa rungon poikittaistukien väliin. (Kuva 15.)



KUVA 15. Yläpuolella kauttaaltaan upotettu levy apurunkoon ja alapuolella vanhempi ratkaisu, joka on toteutettu osissa hitsaamalla

4.7 Rungon alatuenta

Sivuvahvikelevyjen väliin upotettu ja hitsaamalla kiinnitetty apurunko jäykistää yläpuoliset rakenteet toisiinsa kiinni. Kun rungon kiertojäykkyys halutaan säilyvän mahdollisimman hyvänä, ovat sivuttaiset vahvikelevyt sidottava toisiinsa myös auton rungon alapuolelta. Tähän kehitettiin kohtuullisen helposti toteutettavissa oleva alatuenta, jota voisi mahdollisesti soveltaa myös muidenkin runkovahvikkeiden valmistukseen. (Kuva16.)



KUVA 16. Uusi alatuentaratkaisu

5 ELEMENTTIMENETELMÄ

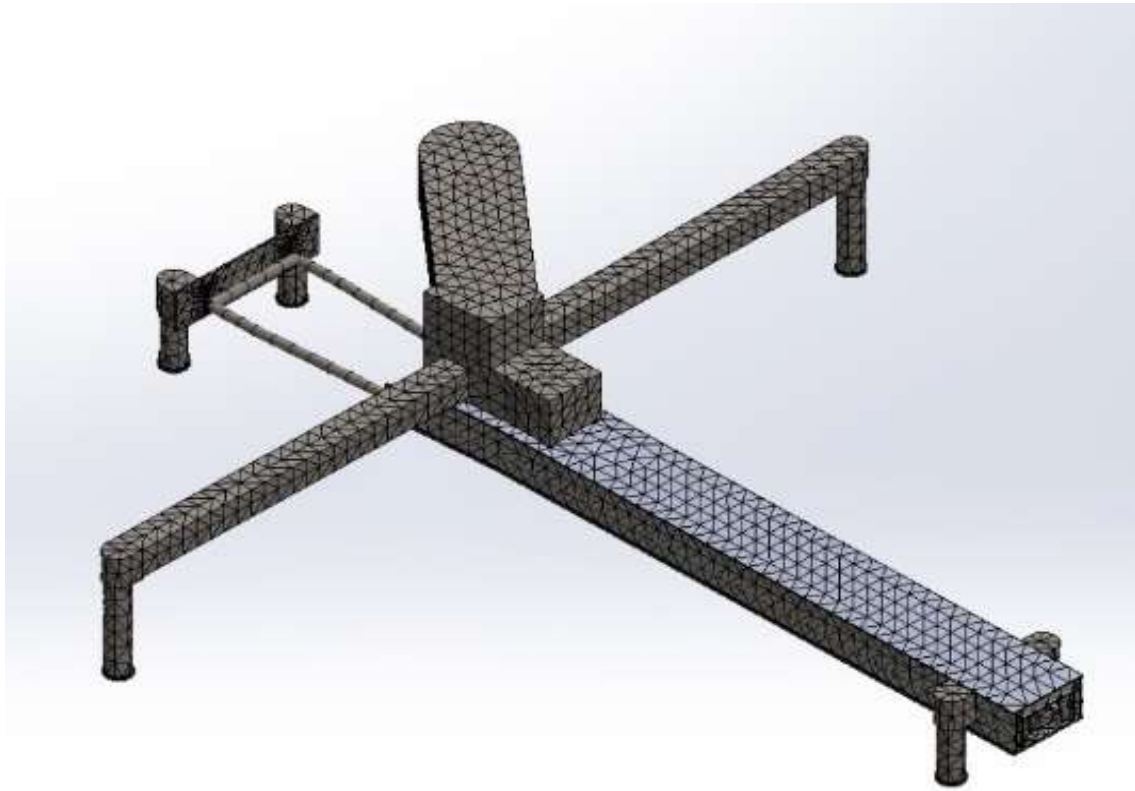
Analyttisissä ratkaisumenetelmissä pyritään ratkaisemaan rakenteiden ongelmia matemaattisen tarkasti käsin laskemalla. Tämä menetelmä soveltuu kuitenkin ainoastaan geometrisesti yksinkertaisiin kappaleisiin ja ongelmiin. Kun tuntemattomien mekaniikan suureiden määrä kasvaa suureksi on turvauduttava likimääräisiin menetelmiin. Tämä numeraalinen menetelmä on nimeltä Finite Elements Method, jota kutsutaan myös FEM-menetelmäksi. Kehittyneen tietotekniikan ansiosta tämä metodi on runsaasti käytetty menetelmä jokapäiväisessä insinöörityössä. (9, s. 14, 318.)

Yleisessä tiedossa on, että tämän kaltaisen kappaleen käsittely vaatii tietokoneavusteista laskenta- ja suunnitteluohjelmaa. 3D-CAD-suunnitteluohjelmaksi valitaan koulupohjaisen käyttökokemukseni vuoksi SolidWorks. SolidWorks mahdollistaa kappaleen mallintamisen ja siihen integroitua Simulation-ohjelmaa voidaan kutsua jo FEM-ohjelmaksi. (10, s. 261.)

5.1 Kuormitustestit

Luvussa 3 käsitellyt laskelmat otetaan esille lähtötietoina kuormitustesteissä. Lisäksi testiin pitää määrittää tuennat, materiaalitiedot sekä kiinnityskohdat. FEM-mallista pyritään saamaan mahdollisimman yksinkertainen, mutta totuudenmukainen, jotta tuloksia voitaisiin pitää mahdollisimman luotettavana. Pultatut sivuvahvikelevyt ja auton runkopalkkien välinen liitos oletetaan liukumattomaksi kitkaliitokseksi. Muut osat hitsataan yhteen. Kuormaimeen ja tukijalkoihin liittyvät rakenteet oletetaan jäykäksi kappaleeksi. Näiden kappaleiden osalta mallinnus tehdään järeästä aineksesta, jotta malli jäljittelisi mahdollisimman tarkasti rungon kiertymistä, koska näiden rakenteiden muodonmuutokset eivät ole tutkinnan kohteena. Kokoonpanon osien materiaalitiedot määritetään totuuden mukaisesti, jotka esiintyvät kuvassa 10. Tukijalat kiinnitetään kiinteästi alustaansa. Tämä toiminto ei salli tukijalkojen liikehdintää. Nosto tapahtuu laskelmien mukaisessa nosturin kiertymiskulmassa. Nosturia mallintavan kappaleen päähän asetetaan laskelmista saatu maksimivoima alaspäin. Vaakasuuntaiset voimat arvioidaan

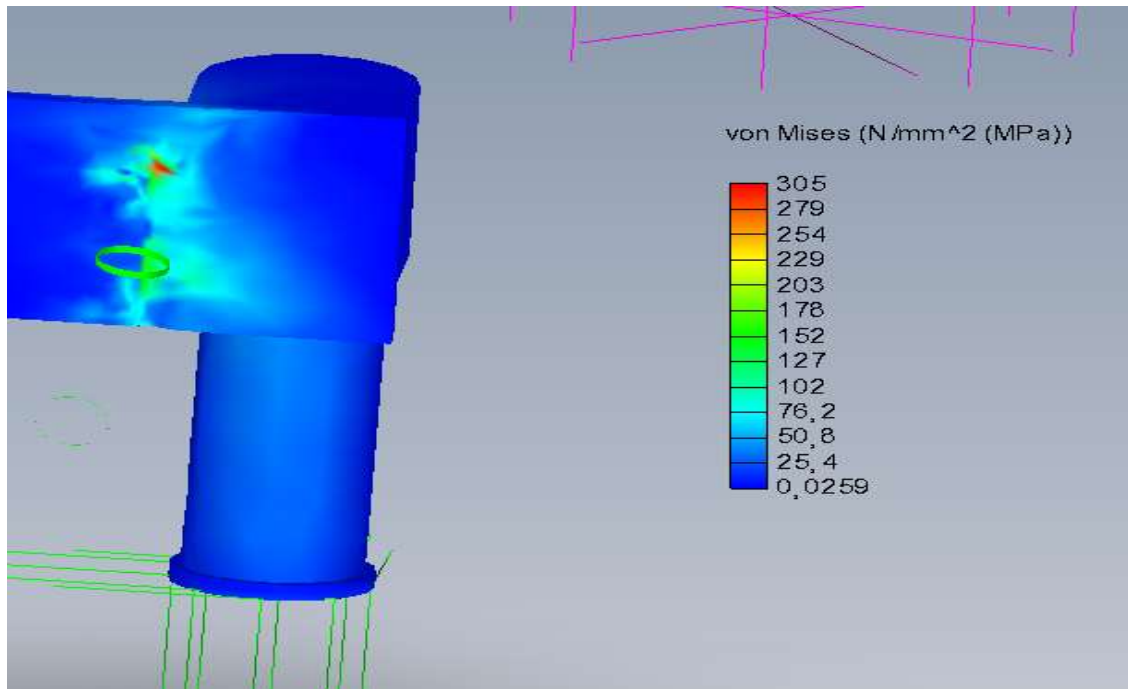
olevan 10% pystysuuntaisista voimista, jonka vähimmäisvaatimus on 5%. Elementtiverkoksi määritellään käytettäväksi verkko, joka muodostaa pääpiirteittäin tetraedrin muotoisen kuvioinnin. Solmuja on 29 000 kpl sekä solmupisteiden päälle muodostuvia elementtejä on 15 000 kpl. Elementin koko on 180 mm. (2, s. 36.) (Kuva 17.)



KUVA 17. Elementtiverkko luotuna

5.2 Nosto oikealle, eteen ja viistoon

Nosturia kuvastavaa kappaletta lähdetään kuormittamaan luvussa 3 esiintyvällä 223 kN:n voimalla alaspäin. Suurin 305 MPa jännitysalue muodostuu pienelle alueelle auton runkopalkin ja etutukijalkojen kiinnityskohtaan. Tämä jännitysalue on selkeämpiä rakenteen kannalta huomioitavia kohtia ja tämä täytyisi ottaa huomioon etujalkojen kiinnityskohtaa suunniteltaessa. (Kuva 18.)



KUVA 18. Kuvassa esiintyvät von mises vertailujännitykset runkopalkin ja etutukijalkarakenteen liittymäkohdassa

Maksimijännityksen ollessa 305 MPa, voidaan varmuus myötörajaan nähden laskea kaavalla 5.

$$n = \frac{R_{el}}{\sigma_{sal}}$$

KAAVA 5

n = varmuusluku

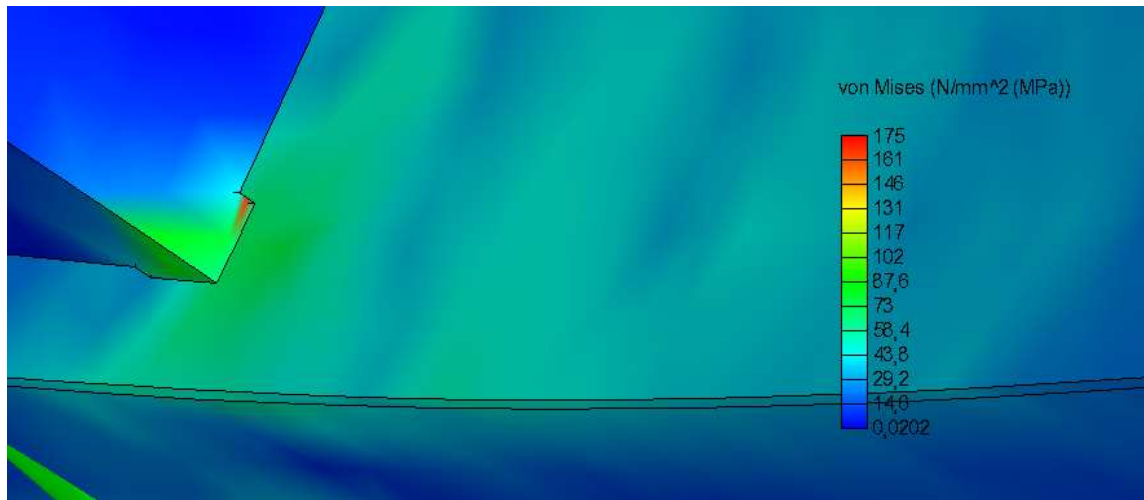
R_{el} = materiaalin myötöraja 500 Mpa

σ = Von mises vertailujännitys

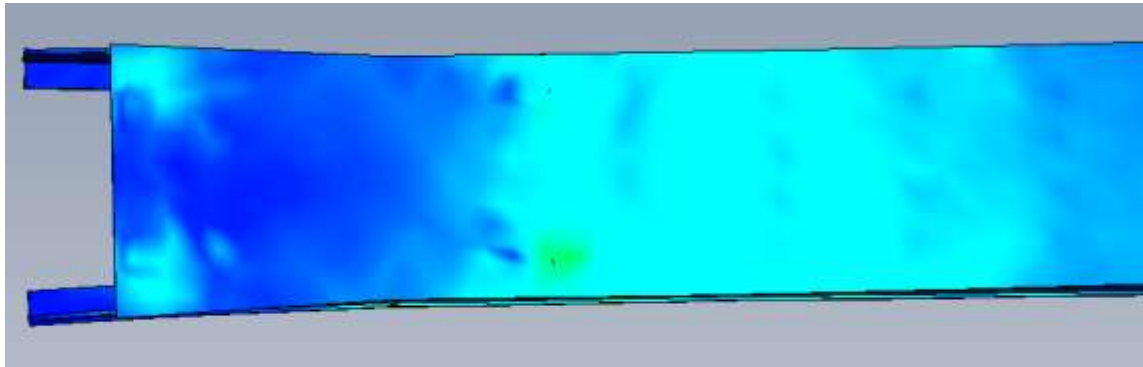
$$n = \frac{R_{el}}{\sigma_{sal}} = \frac{500 \text{ Mpa}}{305 \text{ Mpa}} = 1,63 > 1,5$$

5.3 Nosto vasemmalle, taakse ja viistoon

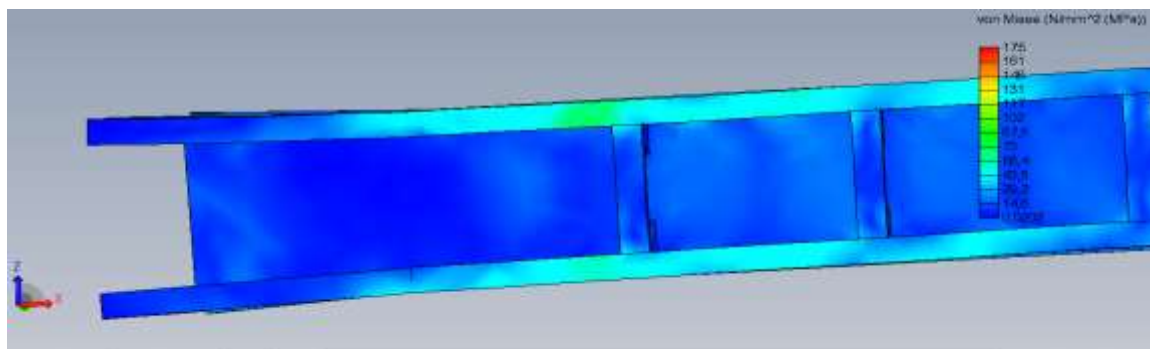
Nosturia kuvastavaa kappaletta lähdetään kuormittamaan luvussa 3 saadun arvon perusteella 174 kN:n voimalla alaspäin. Merkittävin 175 MPa: n jännitys tapahtuu nosturin kiinnitysalueelle kuvissa 19, 20,21 ja 22.



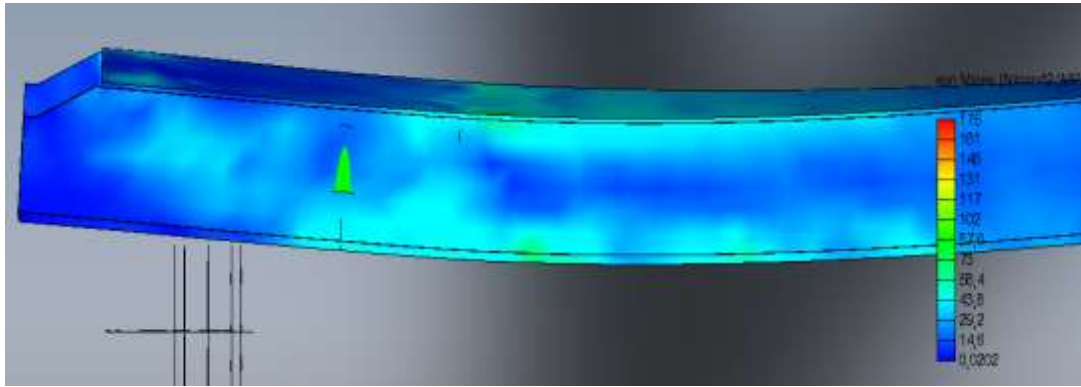
KUVA 19. Nosturia esittävän kappaleen kiinnityskohdassa esiintyvä suurin 175 MPa jännitysalue



KUVA 20. Yläkannelle muodostuva merkittävin jännitysalue 100 MPa, joka sijaitsee nosturin kiinnityskohdan vasemmalla puolella



KUVA 21. Apurungon alapuolelle muodostuu 100 MPa:n jännitysalue



KUVA 22. Rungon sivuvahvikelevyyn muodostuva jännitysalue

6 TULOSTEN TARKASTELU

Perinteisesti käytetty mitoituskriteeri hyväksyttävälle lujuustarkastukselle on ollut sallittujen jännityksien menetelmä. Kriteerinä on valita jokin hyväksyttävissä oleva arvo, joka on esimerkiksi materiaalin myötö- tai murtoraja jaettuna varmuuskertoimella. Näitä arvoja verrataan rakenteissa esiintyviin vertailujännityksen arvoihin, jotka ovat ilmenneet laskelmissa tai mitatuissa tuloksissa. Tätä menetelmää käytetään myös tässä opinnäytetyössä. Yleisesti nostolaitteiden suunnittelussa käytetään myös rajatilatarkastelua, jossa otetaan huomioon todennäköisyyteen perustuvia tekijöitä (11, s. 13; 12, s.12).

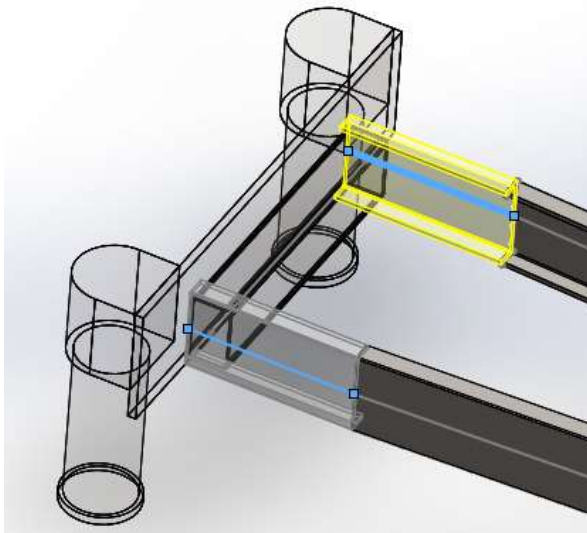
Dynaaminen varmuuskerroin on lisätty nosturin maksimimomentin arvoon ja se on jo huomioitu nosturin maksimikuormitusta määritellessä. Sen lisäksi tarkasteleissa on valittu staattiseksi varmuuskertoimeksi 1,5, jota ei saa alittaa, kun vertailujännityksen arvoa verrataan aineen myötörajaan. Kun vertailujännitystä verrataan aineen myötörajaan, kaavalla 5 todetun laskelman perusteella varmuudeksi saatiin 1,63. Varmuus on riittävä, koska se ei alita sille asetettua staattista varmuuskerrointa.

Yleinen sauvan vetokoe on teoria lujushypoteesille. Se kertoo, kestäkö materiaali sille asetetun jännitysarvon vaurioita. Vakio muodonmuutosvääristymisen energiahypoteesilla ajatellaan rikkoutumistilanteeksi aineen myötäämistä. Materiaali myötää, jos vääristymisenergiatiheys saavuttaa kriittisen arvon. Kyseisiin vertailujännitysmäärittelyjen hypoteeseihin kuuluu von mises. Tämä sopii parhaiten sitkeiden aineiden tarkasteluun. (13, s. 13; 14, s. 1,6).

Työssä käytettiin von mises -vertailujännitysten tuloksia. Suurimmat vertailujännitysarvot olivat nosturin kiinnityskohdissa, etutukijalkojen rakenteen liittymäkohdassa sekä runkovahvikelevyjen ja auton runkopalkkien liittymäkohdassa. Analyysistä on mahdollista saada myös suunnittelun kannalta hyödyllistä tietoa yksittäisten rakenteen eri alueesta, esimerkiksi rakenteeseen kohdistuvista pystysuuntaisista voimista. Kuvasta 23 voidaan tarkastella etupalkkiin muodostuvia voimia. Tietoja voidaan käyttää tarvittaessa esimerkiksi etutukijalkojen kiinnikkeitä suunniteltaessa.

Beam Forces

Beam Name	Joints	Axial(N)	Shear1(N)
Beam-1(Structural Member1[4])	1	13557.5	27186.7
	2	33867.8	57925.8
Beam-2(Structural Member1[1])	1	2511.9	2827.64
	2	25444.7	-16033.8
Beam-3(Structural Member1[3])	1	-	-1251.76
	2	24373.7	-17454.9
Beam-4(Structural Member2[1])	1	-	-46758.5
	2	32212.4	46758.5
Beam-5(Structural Member2[2])	1	-	57925.7
	2	33873.8	57925.7

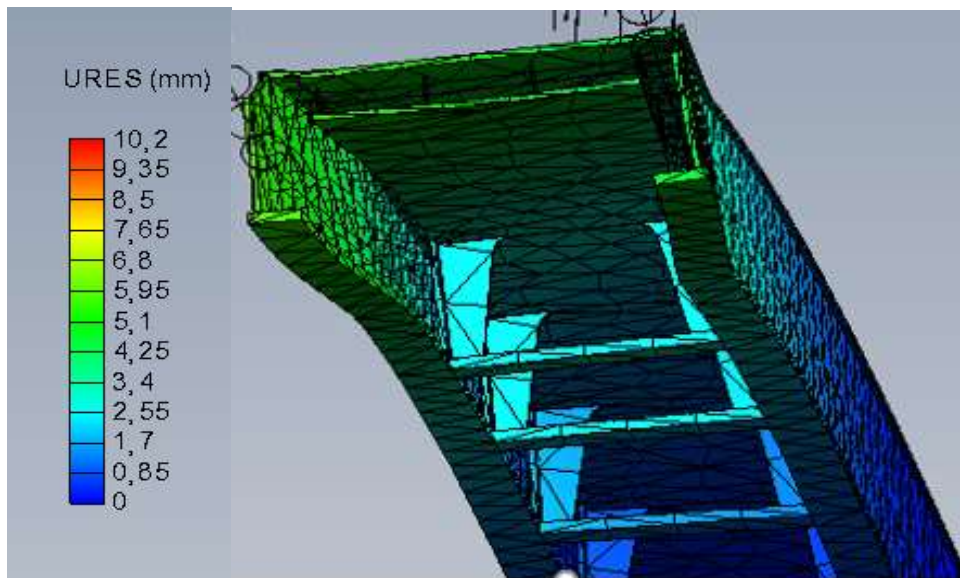


KUVA23. Tietoja auton runkopalkkien voimajakaumasta

6.1 Nosto oikealle, eteen ja viistoon

Rakenteita kuormittavat vertailujännitykset eivät ylittäneet aineen myötörajaa missään vaiheessa. Kuitenkin runkopalkin ja etutukijalkojen kiinnityskohtaan muodostunut jännitysalue tulisi ottaa huomioon. Tämä tarkoittaisi sitä, että kiinnitysjalkojen rakenne olisi hyvä suunnitella erillisenä työnä. Jännitys jakauma tulisi optimoida tasaisesti kiinnityskohdan suunnittelulla, koska rakennetta kuormittaa vaihteleva kuormitus ja se lisää vaurioiden riskiä. Lisäksi maksimijännityksen tuloksessa täytyy huomioda, että elementtiverkon tiheydellä ja verkkotyypillä on vaikutuksia jännitystuloksiin. Liian tiheä verkko voi aiheuttaa virheellisiä tuloksia aiheuttaen alueellisia jännityspiikkejä. Kun edellä mainitut asiat ovat kunnossa, voisi rungon keventämisen mahdollisuutta ruveta tutkimaan. On mahdollista, että ylä- ja alavahvikelevyjen aineenvahvuutta voisi pienentää. Lisäksi apurungon poikittaisten palkkien jakoa voisi kokeilla harventaa FEM-analyysin tulosten valossa. Tarkasteltaessa rungon kiertymistä, suurinta kuormituksen aiheuttamaa siirtymistä tapahtui nosturin takakiinnityspisteestä keulaan päin olevalla alueella. Tämä oli odotettavissa, mutta mitään merkittävää siirtymää ei kuitenkaan analyysissä tapahtunut. Siirtyminen oli korkeintaan muutamia mm, millä ei pitäisi olla käytännön merkitystä tämän kokoiseen rakenteeseen suhteutettuna.

On kuitenkin huomioitava, ettei alatuentaa voi laittaa kaikkiin kohtiin. Sen vuoksi FEM-mallissa vaihteiston ja moottorin kohdalla olevat tuet ovat jätetty pois. Toisaalta autossa on todennäköisesti tehtaalla asennetut yhdystuet moottorin ja vaihteiston kohdalle. Mallissa alatuentaan käytettiin k 1000 jakoa. (Kuva 24.)



KUVA 24. Kuva rungon siirtymisestä

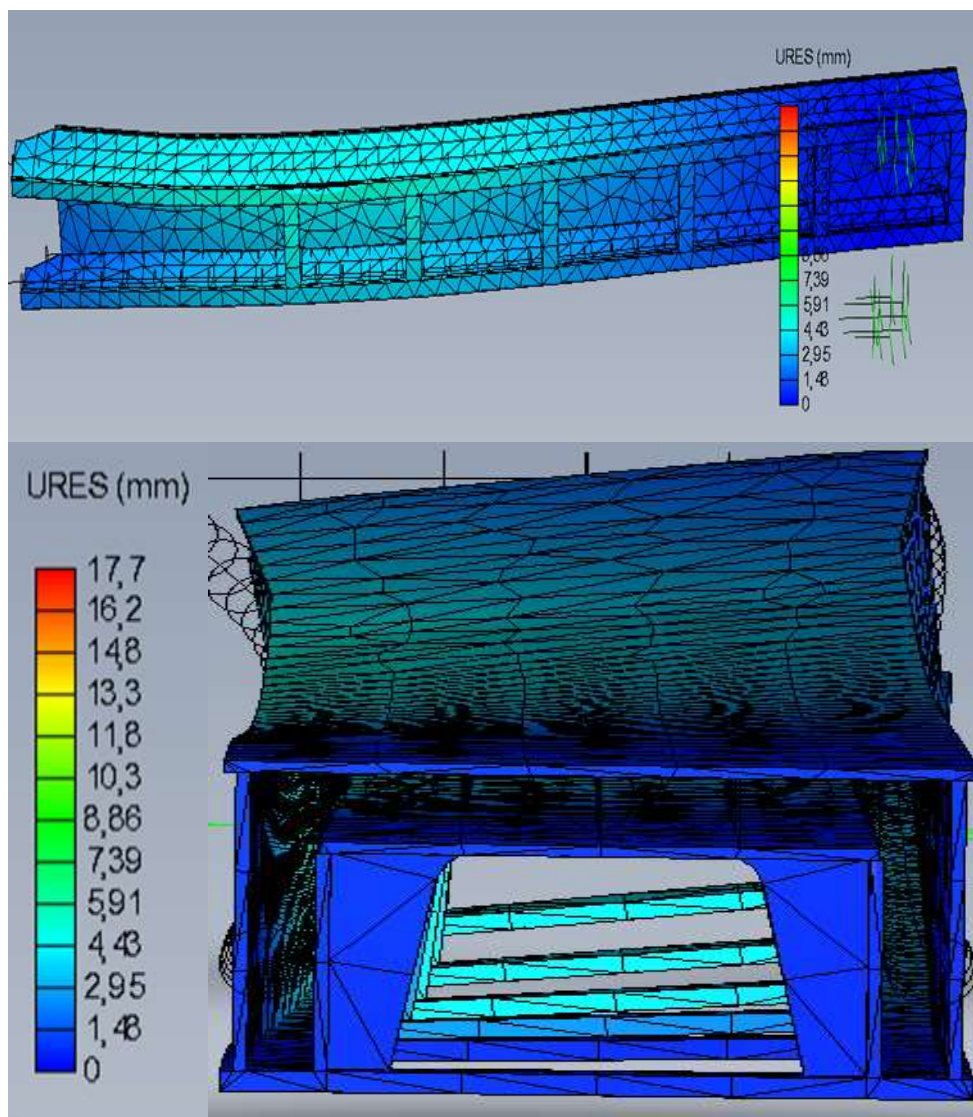
6.2 Nosto vasemmalle, taakse ja viistoon

Suurin jännitysalue 174 MPa muodostui nosturin kiinnitysalueelle vasemmalle, taakse ja viistoon. Tämä kertoo, että ylälevyltä vaaditaan kohtuullista lujuutta. Vertailujännitys ei ylittänyt aineen myötörajaa missään vaiheessa. On tiedossa käytännön tapaus, jossa kuormaustilanteessa nosturin kiinnitysmekanismi olisi lävistänyt ylälevyn. Jos kiinnitys tapahtuu vahvoilla kiinnitysruuveilla, niin tiukkuus olisi varmistettava määrä ajoin, ettei ruuvikiinnitykseen vaikuttavan kitkavoiman vaikutus heikkenisi. Mikäli kiinnitysruuvi löystyy, niin se voi leikkautua läpi levystä. (Kuva 25.)



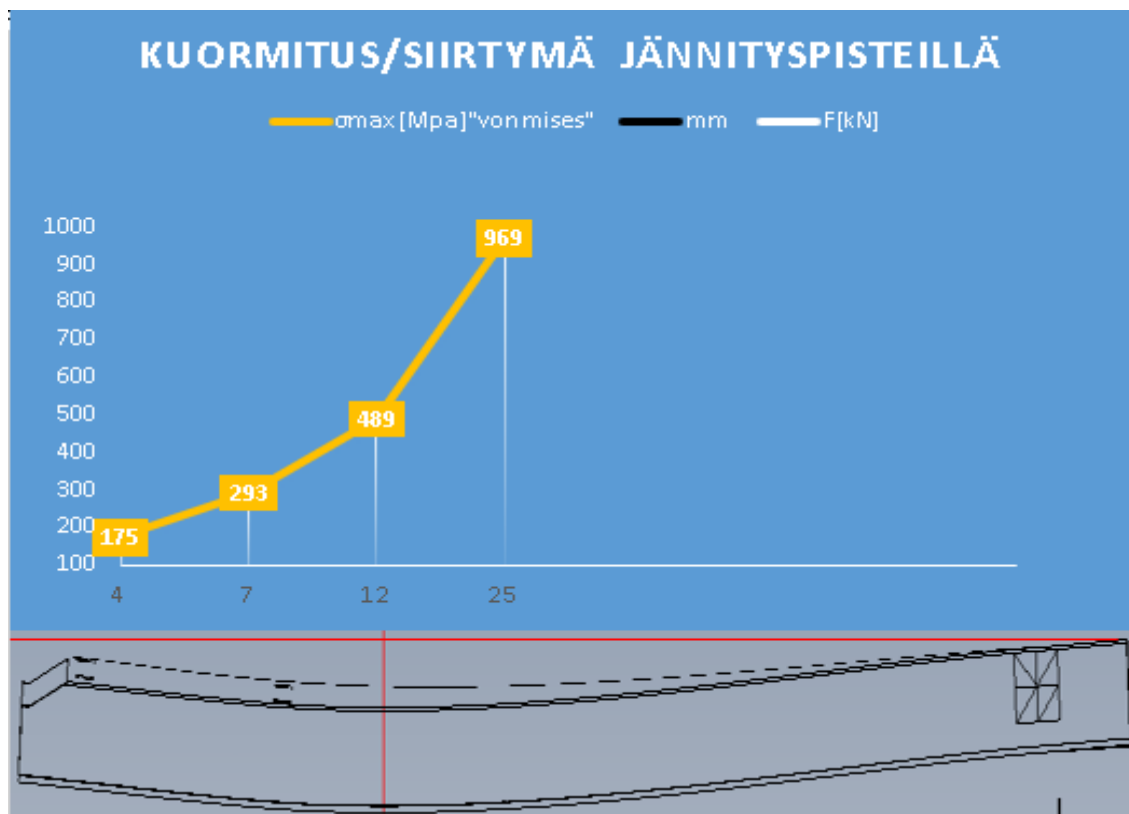
KUVA 25. Kuormausnosturin kiinnitysruuvi

Luvussa 3 mainittiin, että rungossa on ollut ongelmia kiertymisen kanssa kyseisessä nostotilanteessa. Tuloksista voidaan tarkastella rungon siirtymisiä takaa ja sivulta katsottuna. Pahin siirtyminen tapahtui nosturia esittävän kappaleen päässä, mutta tämä voidaan jättää huomioimatta sen vuoksi, koska tässä työssä tutkitaan ainoastaan runkovahvikkeen käyttäytymistä. Itse rungossa tapahtuva kiertymien oli muutamia milli metrejä. (Kuva 26.)



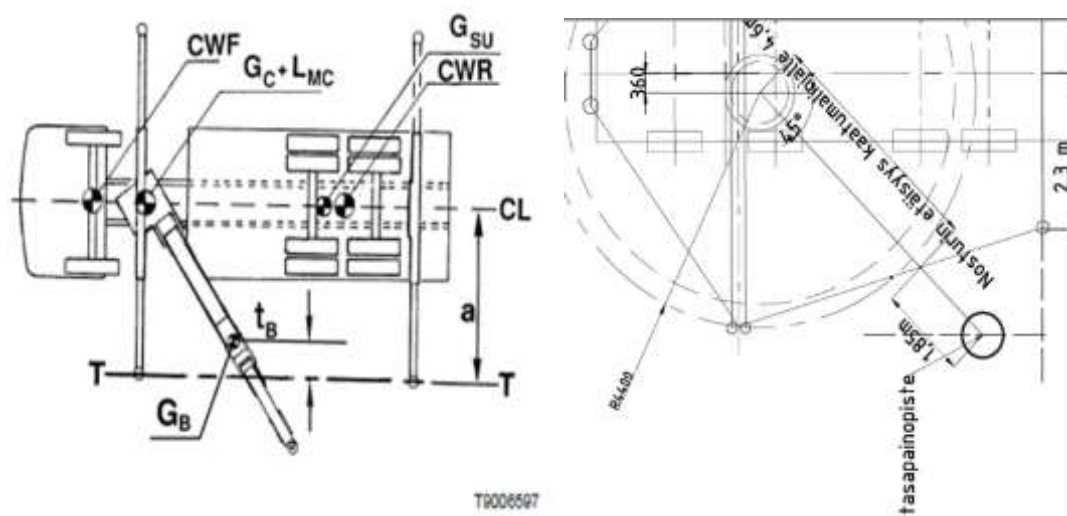
KUVA 26. Rungon siirtymätarkastelu sivulta ja takaa

Lopuksi rungon käyttäytymistä haluttiin simuloida vielä, 300,500 ja 1000 kN:n kuormituksella. Vertailujännitys meni nosturin kiinnityspisteen kohdalta 1000 kN:n kuormituksella rakenteen materiaalin murtorajan ylitse. Siirtymää tarkasteltiin nosturin kiinnityskohdan jälkeen olevalta alueelta sivuvahvikelevyn kohdalla, jossa tapahtui suurin siirtyminen. Tulokset näkyvät kuvassa 27, josta voi tarkastella kuormituksen suhdetta siirtymään eri jännityspisteiden kohdalla.



KUVA 27. Y-akseli = kuormitus [kN], X=siirtymä[mm], oranssit täplät = maksimi-jännityspisteet [MPa] ja alhaalla = runkokokonaisuus sivulta

Tarkastellessa kuvaa 28 voidaan havaita, että takatukijalka jää nosturin tasapainopisteen ulkopuolelle. Tämä ilmiö heikentää auton vakavuutta. (8, s. 5).



KUVA 28. Nosto vasemmalle taakse ja viistoon (8, s. 5)

Takatukijalan pitäisi olla samalla etäisyydellä sivutukijalan kanssa lähempänä nosturin tasapainopistettä ottamassa nosturin aiheuttaman kuormituksen tukivoimana vastaan. Ongelmaa lisää vielä nosturin epäkeskeisyys. Tämä saa auton kiihtyä ja auton rakenteisiin alkavat vaikuttamaan sysäävät kuormitukset. Kun auto joutuu epästabiliin tilaan, asia on rakenteiden käyttäytymisen kannalta suhteellisen monimutkainen eikä sitä voida tässä kuormitustestissä täysin arvioida. Auton pituusakselin matkalta vaikuttavat rakenteiden massat ja nosturin kuormasta johtuva taakka aiheuttavat kiihtyviä voimia rakenteiden eri pisteissä. Vaikka rakenteita jäykistettäisiin entisestään, se ei kumoa tätä ilmiötä. Mikäli autolla nostatettaisiin kuormia maksimiulottuvuudella tästä kiertokulmasta, on mahdollista, että nosturin maksiminostoetäisyyttä joudutaan laskemaan.

Siirtymätuloksien perusteella voidaan todeta, ettei auton runko siirry merkittäviä määriä staattisessa tilassa. Huomioitavaa kuitenkin on se, että testissä olevat tukijalat olivat kiinnitettyinä jäykästi alustaansa, jotta runkoon kohdistuvan momentin aiheuttamaa kiertymistä pystyttiin tarkastelemaan.

7 POHDINTA

Opinnäytetyön toimeksiantaja KKP-Tuotanto Oy toivoi minulta näkemyksiä materiaali- ja rakenneratkaisuihin hyvän kiertojäykkyyden saavuttamiseksi. Tätä työtä alettiin toteuttamaan yhteistyössä ja otin haasteen mielenkiinnolla vastaan. Työn alkuvaiheessa koin epävarmuutta. Ennen kuin pääsin varsinaiseen suunnittelutyöhön käsiksi, minulla oli paljon selvitettävää. Minua kuitenkin auttoi professori Mauri Haatajan rohkaisu työhön ryhtymisestä ja lisäksi sain häneltä vinkkejä prosessin aloitusvaiheeseen. Sain myös hyvää palvelua eri maahantuojien edustajilta, jotka antoivat minulle nopealla aikataululla materiaalia suunnittelun lähtökohtien selvittämiseksi. Ymmärtääkseni tilaajan työskentelytavat minun piti perehtyä tilaajan tuotantonsa. Lisäksi koko prosessia tuli ajatella kokonaisvaltaisesti: tuli pohtia, millä tavoin runkoa alettaisiin suunnitella, sillä tuotantoon ei haluttu tuoda monimutkaisia ratkaisuja hidastamaan kokoonpanoa. Hitsauksesta vastaavan tuotantotyöntekijän kanssa käydyt pohdinnat asiasta toivat lisää tietoa ja näkemystä.

Vakavuuslaskelmien tulkitseminen ja niiden toteuttaminen vaativat aikaa, sillä vakavuuslaskentaa ei ollut valmiina. Tämän vuoksi laskennat täytyi tehdä itse. Jälkikäteen ajateltuna tämä oli hyvä asia, sillä ymmärtämättä nosturikuorma-auton mekaanisia perusteita ei onnistuneelle suunnittelutyölle ole lähtökohtia. Saatuani lähdetiedot kyseisiä laskelmia varten niitä täytyi soveltaa neliakseliseen nosturikuorma-autoon ja kolmeen tukijalkapariin sopivaksi. Työssä tuli esille myös toinen vaihtoehto kuormituksien lähtötietojen selvitykseen. Siinä sovellettiin nosturin valmistajan suurinta nostokykyä. Tätä tapaa voisi suosia jatkossa enemmän, koska suunnitteluun liittyvät työkalut ovat nyt olemassa. Näkisin kuitenkin, että laskennallinen vakavuuslaskelman hallinta on hyvä teoreettinen pohja, josta näkee kuormituksien vaikutukset auton vakavuuteen. Vakavuuslaskelma on hyvä suorittaa, jos nosturin sijoitusta joudutaan soveltamaan auton runkoon. Kokeellisessa vakavuuslaskelmassa en valitettavasti ollut mukana. Siinä olisi nähnyt omin silmin rungon käyttäytymisen kuormaimen maksimiulottuvuuksissa. Tämä olisi varmasti avartanut ajatuksia.

Rungon suunnittelussa oli tarkoitus tuoda esille yleispätevä prototyyppimalli, jota voitaisiin soveltaa myös muihin vastaaviin nosturiautoihin. Lisäksi sen piti olla toteutettavissa toimeksiantajan tiloissa. Merkittävimpiä uudistuksia tuotiin apurungon palkkien muutostöillä, joissa palkkien sijoitus muutettiin suorasta mallista ristikkäistuentaan. Nosturin kiinnityksen kohdalle ja sen jälkeiselle kriittiselle jännitys- ja siirtymäalueelle kiinnitettiin erityistä huomiota. Apurunkoa madallettiin pienemmällä palkkikoolla. Tämän vuoksi ylä- ja alavahvikelevyjen aineenvahvuutta ja teräslaatua muutettiin. Ainevahvuus kasvoi 6 mm. Alavahvikelevy upotettiin kauttaaltaan yhtenäisenä levynä auton apurunkoon, jossa huomioitiin myös hitsauskokoontulo.

Tietokonepohjaisessa simuloinnissa, eli FEM-menetelmässä oli lähtötietotason kanssa aluksi hankaluuksia. Lisäksi tuli selväksi, että suunnittelutietokoneelta vaaditaan kohtuullista kapasiteettia. SolidWorks-ohjelmisto valikoitui tähän työhön siksi, että minulla oli koulun edellyttämä oppimäärä suoritettuina kappaleen mallintamiseen. Lisäksi ohjelma mahdollisti levy- ja palkkirakenteen yhteistarkastelun. Kaikissa pelkistetyissä FEM-ohjelmistoissa ei ole edellytyksiä muuhun kuin pelkkien palkkien tarkasteluun. Tässä suunnittelutyössä vahvikelevyillä oli iso rooli rungon jäykkyydessä, joten pelkkien palkkien tarkasteluilla työ olisi jäänyt vajaaksi eikä olisi vastannut kaikilta osin todellisuutta.

Saatuani FEM-mallin toimimaan menetelmästä jäi suunnittelutyökaluna positiivinen kuva. Tuloksiin täytyy kuitenkin suhtautua vielä kriittisesti tässä vaiheessa, mutta tuloksia voidaan kuitenkin pitää suuntaa antavina ja hyödyntävinä runkovahvikkeen jatkokehityksen kannalta. FEM-mallin tekemiseen ja tuloksien tulkitseen olisi syytä hankkia lisää tietoa tulevaisuuden varalle. Myös käsin laskennalla olisi hyvä tarkistaa mallin keskeisimpiä tuloksia. Käsin laskentaan ei kuitenkaan ollut aikataulullisia edellytyksiä. Parhaimmillaan toimiva FEM-ohjelmisto yhdistettynä toimivaan malliin voisi olla hyvä työkalu tämänkaltaisessa suunnittelutyössä.

Työssä tarkasteltiin eri nostotilanteita ja sen aiheuttamia vaikutuksia. Erityisesti kiinnostuksen kohteena olivat eteen ja taakse viistossa olevat nostot. Niistä saatiin mielenkiintoisia tuloksia aikaiseksi. Tämän testin valossa vertailujännitys ei ylittänyt aineen myötörajaa missään vaiheessa, joten tämän perusteella runko

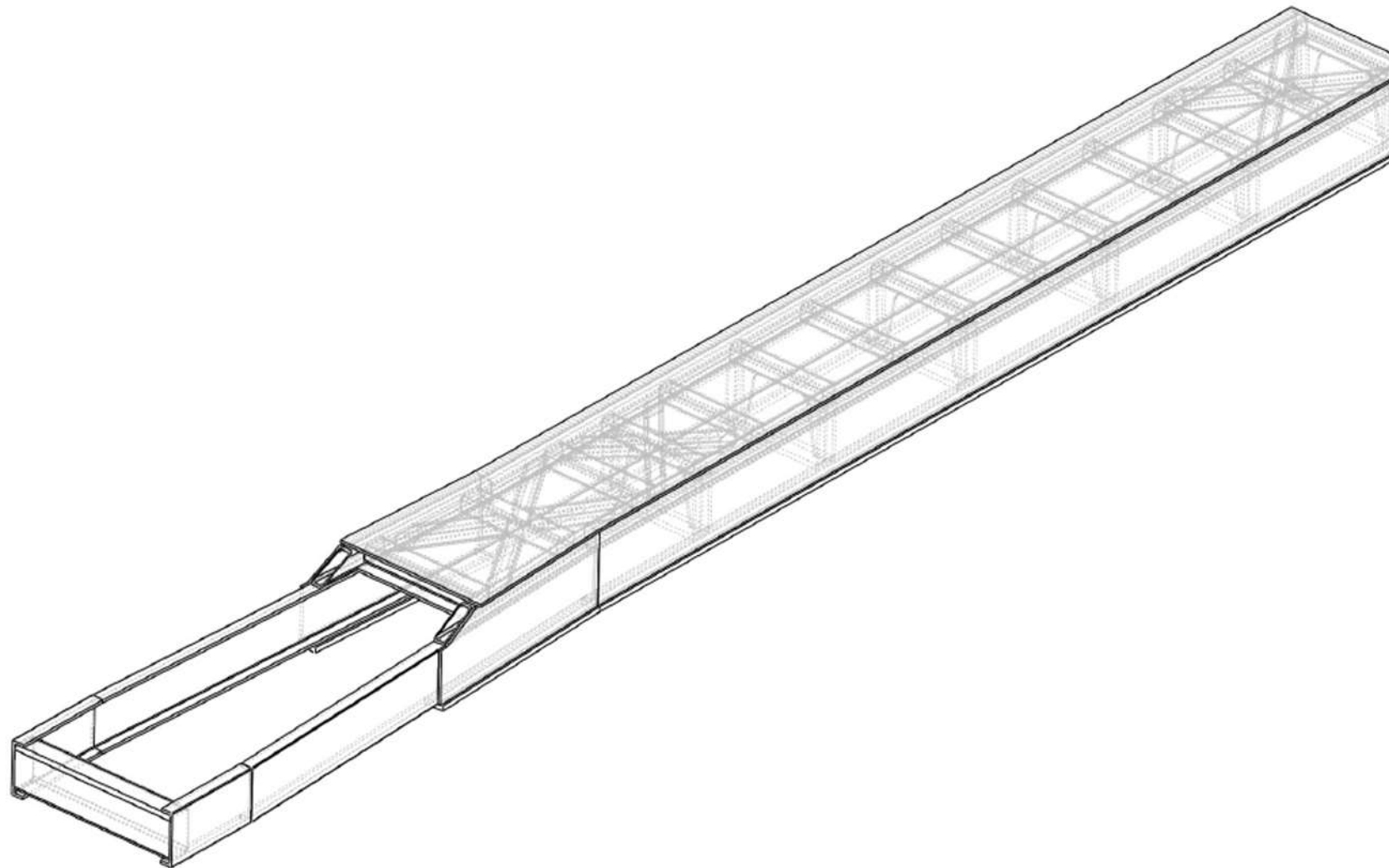
voisi kestää työssä esiintyvät kuormitukset. Testissä tarkasteltiin myös rungon siirtymistä. On mahdollista, että uusi poikittaistukiratkaisu voisi jäykistää rungon rakennetta. Mielestäni prototyyppiä voisi jatkokehittää esimerkiksi keventämällä runkoa. Seuraavaan tarkasteluun voisi ottaa esille aineenvahvuuksien pienentämisen ja poikittaistukien muuttaminen diagonaali tyyppiseksi. Etutukijalkojen optimaalinen kiinnitys olisi hyvä suunnitella tulevaisuudessa, sillä siihen ei kiinnitetty tässä työssä erityistä huomiota.

Kuormituksien analysointi oli mielenkiintoista, koska siihen oli liittynyt ongelmia aikaisemmin. Nosto, vasemmalle taakse ja viistoon olevaan nostoon kiinnitettiin erityistä huomiota ja runkoa kuormitettiin suuremmilla voimilla, joita nosturi kykenisi nostamaan. Tarkasteluja olisi voinut tehdä suuremmalla kuormituksella myös eteenpäin kohdistuvissa nostotilanteissa, koska nosturin maksimikuormituksen määrittäminen jätti hieman tulkinnalle varaa. FEM-mallin kehitystyötä olisi voinut jatkaa kokeilemalla myös toisenlaista kuormitusratkaisua. Siinä tapauksessa tukijalkoihin kohdistuvat pystysuuntaiset voimat voitaisiin määrittää eri nostotilanteille. Tämä edellyttäisi hieman kokeellisia toimia tukijalkojen voimajaosta. Eroavaisuutena olisi, ettei nosturia tarvitsisi mallintaa FEM-malliin. Laskennallinen tarkastelu on olemassa, mutta niiden oikeellisuutta ei pystytty tässä vaiheessa näyttämään toteen. Vähintäänkin tulosten luotettavuuden arvioinnissa olisi mielenkiintoista verrata näiden kahden mallin käyttäytymistä keskenään, sillä on mahdollista, että mallinnettu nosturi on voinut tuoda poikkeavuutta tuloksiin. Aikataulu ei kuitenkaan antanut myötä tähän vertailutyöhön.

LÄHTEET

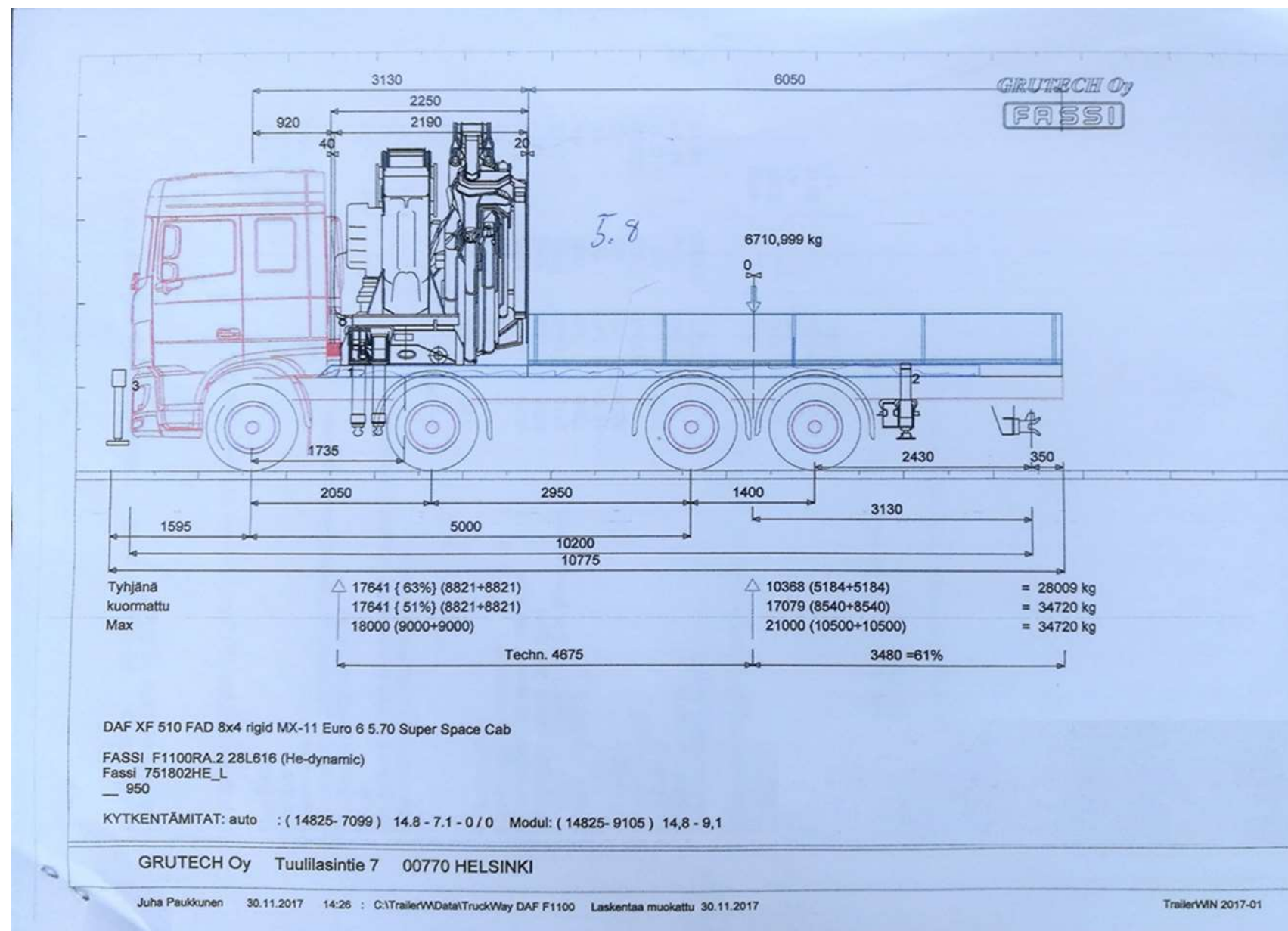
1. KKP-Tuotanto Oy. Saatavissa: <http://www.kkp.fi/>. Hakupäivä 29.1.2017.
2. SFS-EN 12999 + A1. 2012. Kuormausnosturit: Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS.
3. Scania päälrakennekäsikirja 6h. 2004. Kuorma-autot: Scania AB.
4. F1100RA he-dynamic. 2017. Tuote-esite. Fassi.
5. Rekkalaskenta Oy, Nosturin vakavuuslaskenta, Crane Win käyttöohje. Saatavissa: https://www.trailerwin.com/userfiles/images/Manuals/Fi/CraneWIN_Crane-WIN_ohje.pdf. Hakupäivä 24.5.2018.
6. SFS-4677. 1986. Kuormausnosturit. Seistontavakavuuden määrittäminen: Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS.
7. Volvo kuormatilaohjeet FH4, FH4. 2016. Nosturit ja takalaitanostimet. Nosturin vakaus: Volvo Truck Corporation.
8. Volvo kuormatilaohjeet FH4, FH4. 2016. Nosturit ja takalaitanostimet. Nosturit, yleistä ja rakenne: Volvo Truck Corporation.
9. Salmi, Tapio, 2012, Rakenteiden Statiikka, Tampere, Pressus Oy.
10. Hietikko, ESA, 2016, Solid Works 2016.
11. Matti Hyötyniemi 2014, Lujuuslaskentaa laskijan näkökulmasta. Saatavissa: <http://lujari.blogspot.fi/2014/11/sallitut-jannitykset-staattisessa.html>. Hakupäivä 3.5.2018.
12. SFS-EN 13001-1. 2015. Nosturit, Yleissuunnittelu: Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS.
13. Kontio, Esa 2018. Elementtimenetelmät. Murtumishypoteeseistä. Luentomateriaalit. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikanyksikkö.

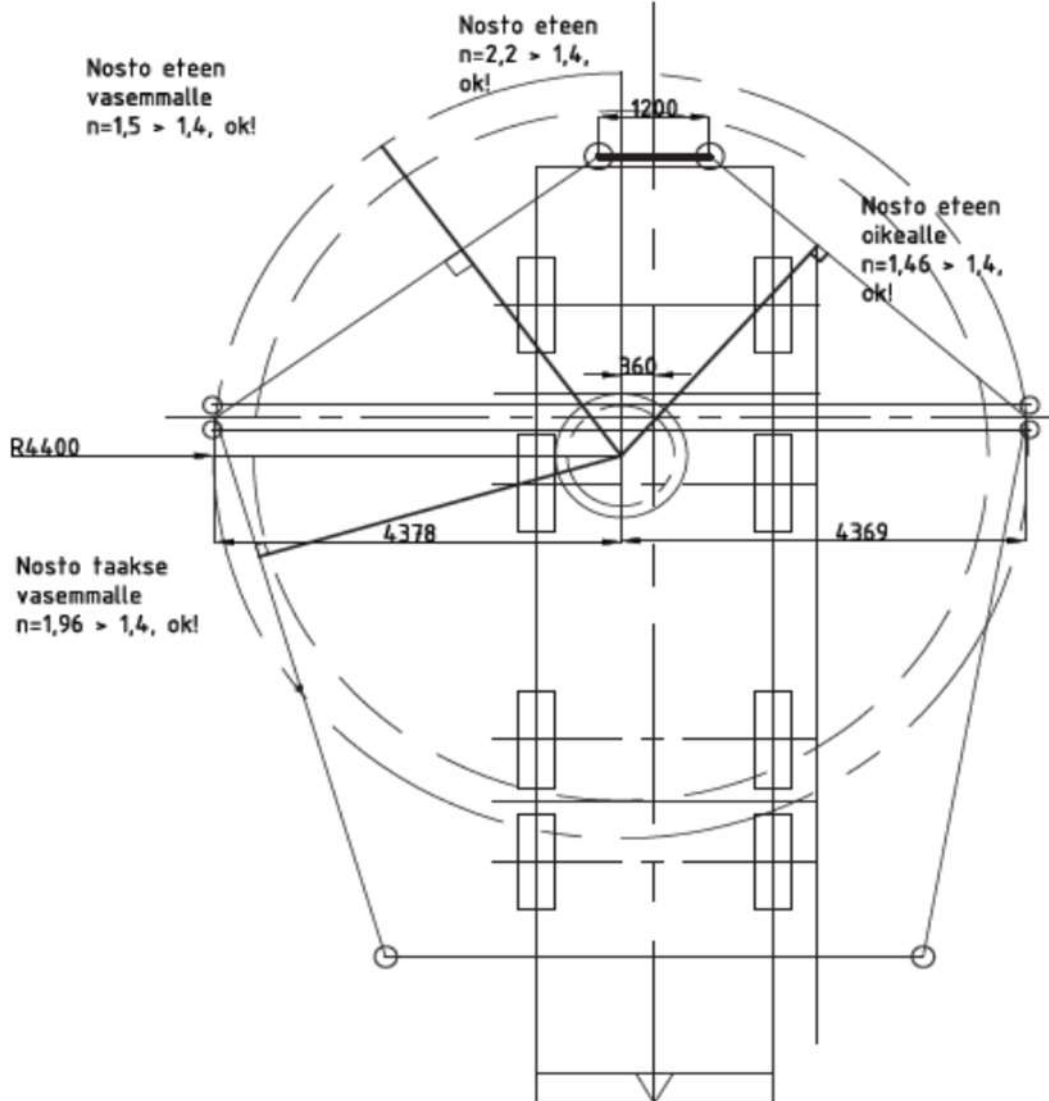
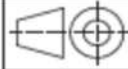
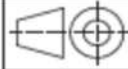
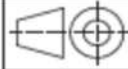
14. Lähteenmäki, Matti, Lujuushypoteesit, yleistä. Saatavissa: http://personal.inet.fi/koti/mlahteen/arkistot/luj2_pdf/hypot_k.pdf. Hakupäivä 8.5.2018.



LÄHTÖTIETOMUISTIO

Työn tiedot	Tekijä ¹	Tilaaaja ²
	Tilaaajan yhteyshenkilö ja yhteystiedot ³	
	Työn nimi ⁴ Nosturiauton vahvike runko	
	Työn kuvaus ⁵ Nosturiautojen vahvikerungon tulee kestää pituussuuntaista kuormaa, mutta myös kiertoa. Kiertolujuuden laskeminen tai arviointi on meillä ollut enemmänkin arpapeliä perustuen koettuun. Tulee helposti ylimitoitusta, joskus runko jää pakosta alimitoitetuksi rajallisen korkeuden takia jne. Tehtävän tarkoitus olisi saada jonkinlainen materiaali ja rakenneratkaisu hyvän kiertojäykkyyden saavuttamiseksi	
	Työn tavoitteet ⁶ Saada aikaan ratkaisu joka on luja ja mahdollisimman edullinen rakentaa Rakenne rakaisu joka käy kaikkiin kokoluokkiin matrialeja muuttamalla	
	Tavoiteaikataulu ⁷ Valmis viimeistään 28.06.2018	
Päiväys ja allekirjoitukset ⁸		
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>/ /</p> <p>Tekijän allekirjoitus</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>/ /</p> <p>Tilaaajan allekirjoitus</p> </div> </div>		
<ol style="list-style-type: none"> 1. Tekijän nimi, puhelinnumero ja sähköpostiosoite. 2. Työn teettävän yrityksen virallinen nimi. 3. Sen henkilön nimi ja yhteystiedot, joka yrityksessä valvoo työn suoritusta. 4. Työn nimi voi olla tässä vaiheessa työnimi, jota myöhemmin tarkennetaan. 5. Työ kuvataan lyhyesti. Siinä esitetään muun muassa työn tausta, lähtötilanne ja työssä ratkaistavat ongelmat. 6. Esitetään lyhyesti ja selvästi työn tavoitteet. 7. Esitetään projektin tavoiteaikataulu. Silloin, kun työllä on välitavoitteita, myös ne merkitään aikatauluun. Tavoiteaikataulun ja oppilaitoksen yleisaikataulun perusteella tekijä laatii oman aikataulunsa. 8. Lähtötietomuiستio päivätään ja sen allekirjoittavat tekijä ja tilaaajan yhteyshenkilö 		



Rev	Muutos	Rev	pvm	Suun.																								
<h2 style="margin: 0;">Vakavuuslaskenta</h2> 																												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;">Osa</td> <td style="width: 15%;">Pirustus nro.</td> <td style="width: 20%;">Osan nimitys</td> <td style="width: 30%;">Standardi, muoto, mitat, malli</td> <td style="width: 10%;">Laatu</td> <td style="width: 15%;">kpl</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Yleistoleranssit</td> <td> Mittakaava  Massa </td> <td>Litty</td> <td colspan="2">Nimitys</td> </tr> <tr> <td>Piirt.</td> <td></td> <td colspan="3" rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="font-size: 2em; font-weight: bold; margin: 0;">OAMK</div> <div style="font-weight: bold; margin: 0;">Tekniikan Yksikkö</div> </td> <td rowspan="4">Pirustusnumero</td> </tr> <tr> <td>Suun.</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Tark.</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Hv.</td> <td></td> </tr> </table>					Osa	Pirustus nro.	Osan nimitys	Standardi, muoto, mitat, malli	Laatu	kpl	Yleistoleranssit		Mittakaava  Massa	Litty	Nimitys		Piirt.		<div style="font-size: 2em; font-weight: bold; margin: 0;">OAMK</div> <div style="font-weight: bold; margin: 0;">Tekniikan Yksikkö</div>			Pirustusnumero	Suun.		Tark.		Hv.	
Osa	Pirustus nro.	Osan nimitys	Standardi, muoto, mitat, malli	Laatu	kpl																							
Yleistoleranssit		Mittakaava  Massa	Litty	Nimitys																								
Piirt.		<div style="font-size: 2em; font-weight: bold; margin: 0;">OAMK</div> <div style="font-weight: bold; margin: 0;">Tekniikan Yksikkö</div>			Pirustusnumero																							
Suun.																												
Tark.																												
Hv.																												